

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

GLEIDSON DANIEL GURGEL DE SOUZA

OTIMIZAÇÃO EXERGÉTICA DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO

CURITIBA

2020

GLEIDSON DANIEL GURGEL DE SOUZA

OTIMIZAÇÃO EXERGÉTICA DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, no Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (Área de Concentração: Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos), Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná.

Orientador: Prof. PhD. José Viriato Coelho Vargas

Co-Orientador: Dr. Wellington Balmant

CURITIBA

2020

Catálogo na Fonte: Sistema de Bibliotecas, UFPR
Biblioteca de Ciência e Tecnologia

S729o

Souza, Gleidson Daniel Gurgel de
Otimização exergética de sistema de refrigeração por absorção [recurso eletrônico] / Gleidson Daniel Gurgel de Souza. – Curitiba, 2020.

Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2020.

Orientador: José Viriato Coelho Vargas – Coorientador: Wellington
Balmant

1. Refrigeração. 2. Energia – Consumo. 3. Refrigeradores. I. Universidade
Federal do Paraná. II. Vargas, José Viriato Coelho. III. Balmant, Wellington.
IV. Título.

CDD: 621.56

Bibliotecário: Elias Barbosa da Silva CRB-9/1894



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SETOR DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA
MECÂNICA - 40001016040P5

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **GLEIDSON DANIEL GURGEL DE SOUZA** intitulada: **OTIMIZAÇÃO EXERGÉTICA DE SISTEMA DE REGRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**, que após terem inquirido o aluno e realizada a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua aprovação no rito de defesa. A outorga do título de mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

CURITIBA, 20 de Fevereiro de 2020.

WELLINGTON BALMANT

Presidente da Banca Examinadora (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

LUIZ ALBERTO DE OLIVEIRA ROCHA

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

LUCIANO KIYOSHI ARAKI

Avaliador Interno (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

“Nada pode ser obtido sem uma espécie de
sacrifício, esta é a lei da troca equivalente”

(Alphonse Elric)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente aos meus pais, Hélia e Souza, e à minha irmã Greice, por todo o suporte emocional e carinho durante toda minha jornada acadêmica.

Aos moradores da casinha, Bruna Lovo, Georgia, Luiza, Diego, Tarciana e Bruna Gonçalves, que me receberam muito bem em Curitiba e fizeram com que a rotina fosse bem mais prazerosa.

Aos meus amigos de Mossoró, Magno, Vanessa, Cris, Robertinha, Paulo, Liss, PH e Isadora, muito obrigado por todo companheirismo e momentos de descontração.

Aos colegas e amigos que fiz no NPDEAS, Elaine, Osmar, Lorena, Iago, Dani Sugai, Heloisa, Priscila, Leonardo, Wellington, Matias, Anne, Matheus e Luiza, muito obrigado por toda a ajuda durante o mestrado.

Ao meu orientador, o Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas e meu coorientador Dr. Wellington Balmant, muito obrigado por toda paciência, pelo conhecimento e também pela oportunidade de poder ter trabalhado com vocês.

Agradeço ao Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha e ao Prof. Dr. Luciano Kiyoshi Araki por aceitar em participar da Banca Examinadora e contribuir de maneira significativa para essa Dissertação.

À Capes, pelo auxílio financeiro, à UFPR pelo espaço cedido e ao PGMec pela oportunidade de cursar a pós-graduação.

RESUMO

Atualmente, diversos estudos científicos visam aprimorar os sistemas de refrigeração comumente utilizados, com o objetivo de reduzir o consumo de energia elétrica como também o impacto ambiental causado por esses equipamentos. Porém, deseja-se que isso seja feito juntamente com aumento de eficiência e qualidade dos sistemas. Os sistemas de refrigeração por absorção oferecem essa oportunidade de economia de energia, pois podem utilizar energia térmica para produzir refrigeração e são capazes de utilizar como energia primária fontes não convencionais como a energia solar, calor residual e energia geotérmica. Além disso, utilizam fluidos de trabalho bastante ecológicos, chamando a atenção do mundo acadêmico científico nas últimas décadas. Atualmente, as análises termodinâmicas com base na exergia vem cada vez mais sendo implementada para calcular o desempenho de sistemas termodinâmicos, onde apenas considerar o COP como parâmetro de eficiência não é mais suficiente. A análise exérgica leva em consideração as irreversibilidades do sistema e pode indicar quais componentes precisam ser melhorados para se ter um melhor desempenho do sistema. Sabendo disso, esta Dissertação apresenta a modelagem e a otimização exérgica de um sistema de refrigeração por absorção que utiliza como fluidos de trabalho amônia e água. O modelo termodinâmico do refrigerador foi desenvolvido com base nos princípios de conservação de massa e energia, em regime permanente, e foi implementado utilizando o software Engineering Equation Solver (EES). Em relação ao desempenho do refrigerador modelado, foi obtido um valor de 0,4571 ($COP = 0,4571$), o qual é considerado coerente se comparado com o COP dos modelos para este tipo de refrigeradores disponíveis na literatura. Foi realizada uma análise paramétrica do sistema com os resultados obtidos numericamente do modelo proposto, onde foi avaliada a relevância de alguns parâmetros de operação para o coeficiente de performance e para a eficiência exérgica do sistema. Foi realizada também uma análise exérgica do sistema, onde foi mostrado que o gerador e o absorvedor são responsáveis por 56,4% e 29,2%, respectivamente, da exergia destruída total. Além disso, a partir do modelo termodinâmico proposto, foi realizada uma otimização exérgica do sistema de refrigeração com base em parâmetros como temperatura do gerador e a pressão no absorvedor. Assim, foi demonstrado que tais parâmetros otimizados, quando aplicados no modelo, fazem com que o sistema tenha seu desempenho melhorado nas condições determinadas neste trabalho. Dessa forma, pode-se concluir que o modelo desenvolvido pode ser utilizado como ferramenta útil no estudo dos refrigeradores por absorção, sendo possível prever o impacto no desempenho do sistema levando em consideração várias condições de operação.

Palavras-chave: Refrigerador por absorção. Análise paramétrica. Análise exérgica. Otimização exérgica.

ABSTRACT

Nowadays, several scientific studies aim to improve the refrigeration systems commonly used to reduced the consumption of electric energy as well as the environmental impact caused by this equipment. However, it is desired that this be done together with increased efficiency and quality of the systems. Absorption refrigeration systems offer this opportunity to save energy, as they can use thermal energy to produce refrigeration and are able to use non-conventional sources such as solar energy, residual heat, and geothermal energy as primary energy. In addition, they use very ecological working fluids, drawing the attention of the scientific academic world in recent decades. Currently, thermodynamic analyzes based on exergy are increasingly being implemented to calculate the performance of thermodynamic systems, where just considering COP as an efficiency parameter is no longer sufficient. The exergetic analysis takes into account the irreversibility of the system and can indicate which components need to be improved to have a better system performance. Taking this into account, this Dissertation presents the modeling and exergetic optimization of an absorption refrigeration system that uses ammonia and water as working fluids. The thermodynamic model of the refrigerator was developed based on the principles of mass and energy conservation under the steady-state, and was implemented using the Engineering Equation Solver (EES) software. Regarding the performance of the modeled refrigerator, a value of 0.4571 ($COP = 0.4571$) was obtained, which is considered coherent if compared with the COP of the models for this type of refrigerator available in the literature. A parametric analysis of the system was carried out with the results obtained numerically from the proposed model, where the relevance of some operating parameters for the performance coefficient and the exergetic efficiency of the system was evaluated. An exergetic analysis of the system was also carried out, where it was shown that the generator and the absorber are responsible for 56,4% and 29,2%, respectively, of the total destroyed exergy. Moreover, based on the proposed thermodynamic model, an exergetic optimization of the cooling system was performed based on parameters such as generator temperature and absorber pressure. Thus, it was demonstrated that such optimized parameters, when applied to the model, cause the system to have its performance improved under the conditions determined in this work. Thus, it can be concluded that the model developed can be used as a useful tool in the study of absorption chillers possible to predict the impact on the system performance, taking into account various operating conditions.

Keywords: Absorption refrigerator. Parametric analysis. Exergetic analysis Exergetic optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 01- Participação setorial no consumo de eletricidade no Brasil	8
Figura 02 - Consumo de energia elétrica por setores nos EUA.....	9
Figura 03- Consumo de energia elétrica no setor residencial nos EUA.....	10
Figura 04 - Consumo de energia elétrica no setor comercial nos EUA	10
Figura 05- Protótipos de refrigeradores por absorção amônia-água desenvolvidos pelo NPDEAS.....	11
Figura 06- Aplicação do refrigerador por absorção no NPDEAS.....	12
Figura 07 - Ciclo de um sistema de absorção amônia-água de estágio único	17
Figura 08 – Ciclo do refrigerador por absorção de estágio único utilizado na modelagem matemática.....	40
Figura 09 - T_3 em função do COP para diferentes temperaturas do condensador T_5	51
Figura 10 - T_3 em função do COP para diferentes temperaturas do absorvedor T_1	52
Figura 11 - T_3 em função do COP para diferentes temperaturas do evaporador T_7	53
Figura 12 - T_3 em função do COP para diferentes pressões P_1	54
Figura 13 - Efeito da potência da bomba no COP do sistema.....	56
Figura 14 - Influência de x_4 no desempenho do sistema.	57
Figura 15 - T_3 em função do COP para diferentes valores de Q_G	58
Figura 16 - T_3 em função do COP e da eficiência exergética.	59
Figura 17- T_3 em função da exergia destruída no gerador/retificador e da exergia destruída total do sistema	60
Figura 18 - T_3 em função da eficiência exergética para diferentes valores de temperatura do absorvedor T_1	61
Figura 19 - T_3 em função da eficiência exergética para diferentes temperaturas do condensador T_5	62
Figura 20 - T_3 em função da eficiência exergética para diferentes temperaturas do evaporador T_7	63
Figura 21 - T_3 em função da eficiência exergética para diferentes valores de Q_G	64
Figura 22 - Parcela da destruição de exergia de cada componente do ciclo de refrigeração por absorção	65
Figura 23 – Otimização exergética em função da temperatura do gerador/retificador T_3	67

Figura 24 - Otimização exergética em função da pressão na saída do absorvedor P_1	68
Figura 25 - Redução da exergia destruída no gerador/retificador em função da temperatura do absorvedor T_1	70
Figura 26 - Redução do valor de exergia destruída no gerador/retificador em função da pressão na saída do absorvedor P_1	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características gerais dos trabalhos científicos consultados sobre modelagem e simulação de refrigeradores por absorção	29
Tabela 2 - Principais funções dos simuladores dos trabalhos científicos consultados sobre modelagem e simulação de refrigeradores por absorção.	30
Tabela 3 - Parâmetros de entrada do modelo matemático do refrigerador por absorção	41
Tabela 4 - Condições operacionais do modelo matemática do refrigerador por absorção	50
Tabela 5 - Taxas de transferências de calor dos componentes dos ciclos do modelo do refrigerador por absorção.....	50
Tabela 6 - Parâmetros de entrada do modelo para otimização exergética em função de T_3	66
Tabela 7 - Parâmetros de entrada do modelo para otimização exergética em função de P_1	68
Tabela 8 - Parâmetros de entrada do modelo para cálculo do valor mínimo de exergia destruída no gerador/retificador.....	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

COP - Coeficiente de Performance

EES – Engineering Equation Solver

HVAC - Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado

NPDEAS – Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável

UFPR – Universidade Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

e	Exergia Específica de Fluxo (kJ/kg)
ED	Exergia Destruída (W)
h	Entalpia Específica (kJ.kg ⁻¹)
\dot{m}	Vazão Mássica (kg. s ⁻¹)
P	Pressão (Pa)
\dot{Q}	Taxa de Transferência de Calor (W)
Q	Título (-)
s	Entropia Específica (kJ.kg ⁻¹ . K ⁻¹)
T	Temperatura (°C)
x	Fração de massa (-)
v	Volume Específico (m ³ .kg ⁻¹)
\dot{W}	Potência (W)
η	Eficiência (-)

SUBSCRITOS

A	Absorvedor
B	Bomba
C	Condensador
E	Evaporador
G	Gerador
ger/ret	Gerador/Retificador
R	Retificador

VE1 Válvula de Expansão 1

VE2 Válvula de Expansão 2

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	8
1.1	MOTIVAÇÃO.....	8
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1	REFRIGERAÇÃO	14
2.2	REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	15
2.2.1	Ciclo de refrigeração por absorção de estágio único	16
2.2.2	Coeficiente de performance.....	18
2.2.3	Eficiência exergética	18
2.3	MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	19
2.4	ESTADO DA ARTE	20
2.4.1	Modelagem matemática de refrigeradores por absorção	21
2.4.2	Análise exergética de refrigeradores por absorção	31
2.5	DESAFIOS EXISTENTES NA ÁREA.....	37
2.6	OBJETIVOS.....	37
2.6.1	Objetivo Geral	37
2.6.2	Objetivos Específicos	37
3	MATERIAIS E MÉTODOS	39
3.1	MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ESTÁGIO ÚNICO	39
3.1.1	Definição do problema físico	39
3.1.2	Considerações iniciais	40
3.1.3	Parâmetros de entrada do modelo matemático	41
3.1.4	Modelagem matemática do ciclo de refrigeração por absorção	41
3.1.4.1	Bomba.....	41

3.1.4.2 Gerador/retificador	43
3.1.4.3 Condensador	44
3.1.4.4 Válvula de expansão 1	45
3.2.4.5 Evaporador	46
3.2.4.6 Absorvedor	46
3.2.4.7 Válvula de expansão 2	47
3.2.5 Análise exergética.....	48
3.2.5.1 Exergia destruída do ciclo de refrigeração por absorção.....	48
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
4.1 MODELO TERMODINÂMICO.....	49
4.1.1 Análise paramétrica	51
4.1.1.1 Influência das temperaturas de operação (T_7 , T_1 e T_5) no COP do sistema	51
4.1.1.2 Influência da pressão na saída do absorvedor (P_1) no COP do sistema	54
4.1.1.3 Influência da fração de massa de amônia do gerador/retificador (x_4) no COP do sistema	56
4.1.1.4 Influência da taxa transferência de calor no gerador (Q_G) no COP do sistema..	57
4.1.2 Análise exergética do refrigerador por absorção	58
4.1.2.1 Influência da temperatura do gerador/retificador (T_3) na eficiência exergética do sistema	58
4.1.2.2 Influência das temperaturas de operação (T_1 , T_5 e T_7) na eficiência exergética do sistema	60
4.1.2.3 Influência da taxa de transferência de calor no gerador (Q_G) na eficiência exergética do sistema.....	63
4.1.2.4 Exergia destruída do ciclo de refrigeração por absorção.....	64
4.1.3 Otimização exergética do sistema	66
4.1.3.1 Otimização em função de T_3	66
4.1.3.2 Otimização em função de P_1	67
4.1.3.2 Valor mínimo de $ED_{ger/ret}$ em função de T_1	69

4.1.3.3	Valor mínimo de $ED_{\text{ger/ret}}$ em função de P_1	71
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	72
5.1	CONCLUSÕES.....	72
5.2	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	74
	REFERÊNCIAS	75

1 INTRODUÇÃO

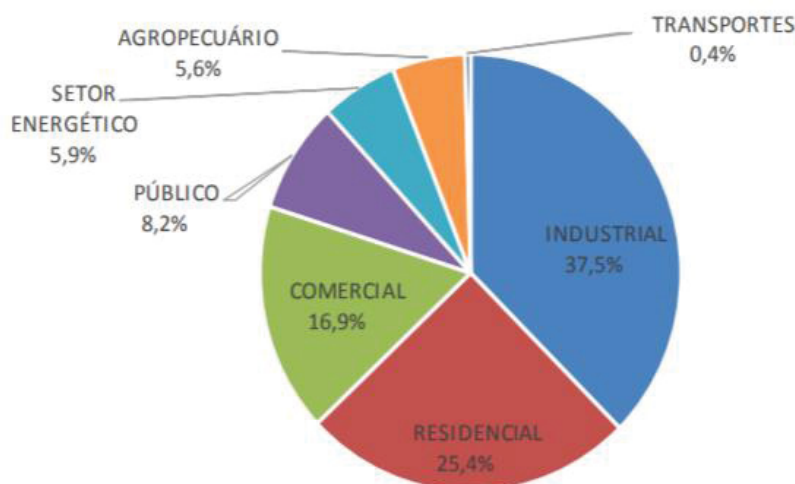
Neste Capítulo será apresentada a motivação para a realização e desenvolvimento do estudo e posteriormente, a estrutura em que o trabalho será apresentado nos capítulos seguintes.

1.1 MOTIVAÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção possuem como principal fonte a energia recebida em forma de calor, podendo utilizar energia solar, geotérmica, biomassa, calor residual de turbinas, entre outras tecnologias. Porém, esse tipo de sistema não é tão utilizado se comparado aos sistemas que operam com base no ciclo de compressão por vapor, que possuem maior eficiência, mas tem como principal fonte a energia elétrica.

De acordo com o Balanço Energético Nacional 2019, ano base 2018, realizado pela Empresa de Pesquisa Energética vinculada ao Ministério de Minas e Energia, os setores industrial, residencial e comercial respondem quase 80% da energia elétrica consumida no ano. A indústria lidera o consumo com cerca de 37,5% do consumo total, seguido pelo setor residencial (25,4%) e comercial (16,9%), assim como mostra a Figura 01.

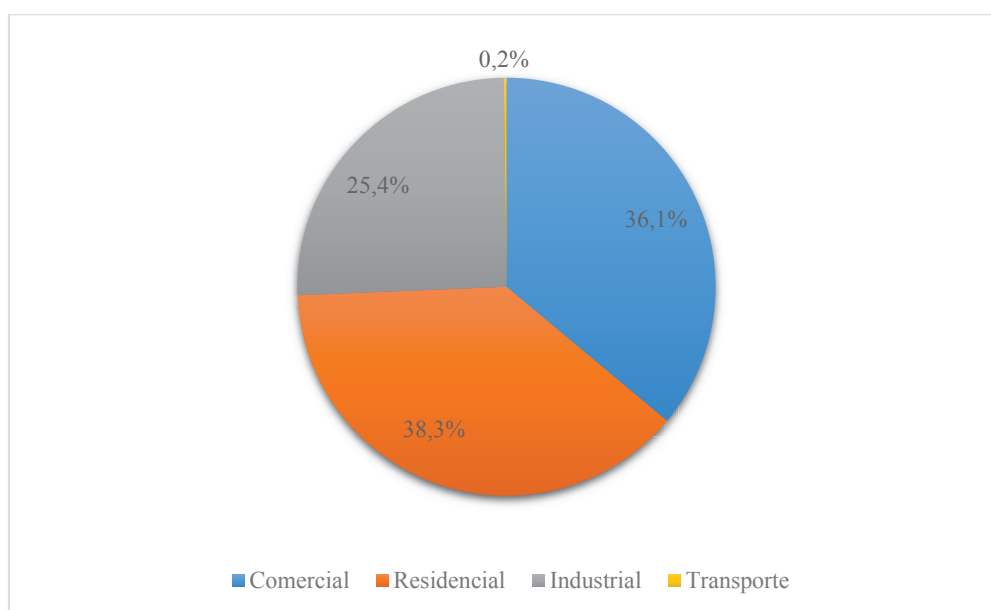
Figura 01- Participação setorial no consumo de eletricidade no Brasil



Fonte: Empresa de Pesquisa Energética (2019)

Os sistemas de refrigeração e condicionamento de ar possuem impacto significativo no consumo de energia elétrica em todos esses setores citados não só no Brasil, mas como em todo o mundo. Segundo a *U.S. Energy Information Administration*, em dados coletados até novembro de 2019, cerca de 38,3% da energia elétrica dos EUA (Estados Unidos) é consumida pelo setor residencial, 36,1% pelo setor comercial, 25,4% pelas indústrias e 0,2% pelos transportes. Os dados coletados são esquematizados na Figura 02.

Figura 02 - Consumo de energia elétrica por setores nos EUA

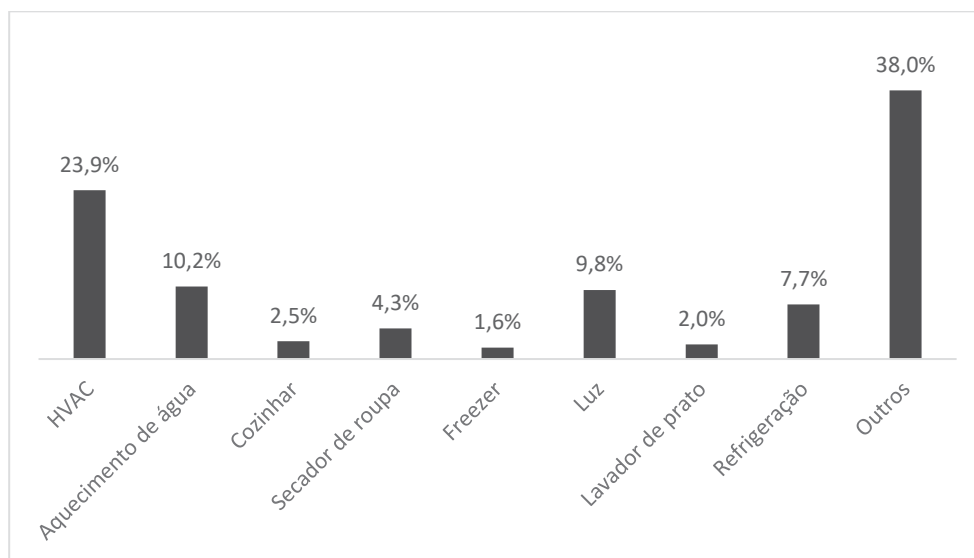


Fonte: Adaptado da *U.S. Energy Information Administration* (2019)

Através da análise da Figura 03, percebe-se que no setor residencial dos EUA, 23,9% e 7,7% do consumo total equivale ao setor de HVAC (*Heating, ventilating and air conditioning*) e refrigeração, respectivamente. Já no setor comercial, o setor de HVAC teve participação de 24,7% do consumo de energia elétrica e o setor de refrigeração cerca de 14,0%, assim como mostra a Figura 04. Em relação as indústrias dos EUA, o consumo de energia elétrica pelos setores de HVAC e refrigeração variam de acordo com o tipo de indústria, mas estima-se que cerca de 10% do consumo é produto desses setores. Assim, analisando todos os percentuais citados, os setores de HVAC e refrigeração, somados, equivalem a cerca de 14,8%, 11,4% e 2,5% do consumo de energia elétrica total nos EUA em relação aos setores residencial, comercial e industrial, respectivamente. Ou seja,

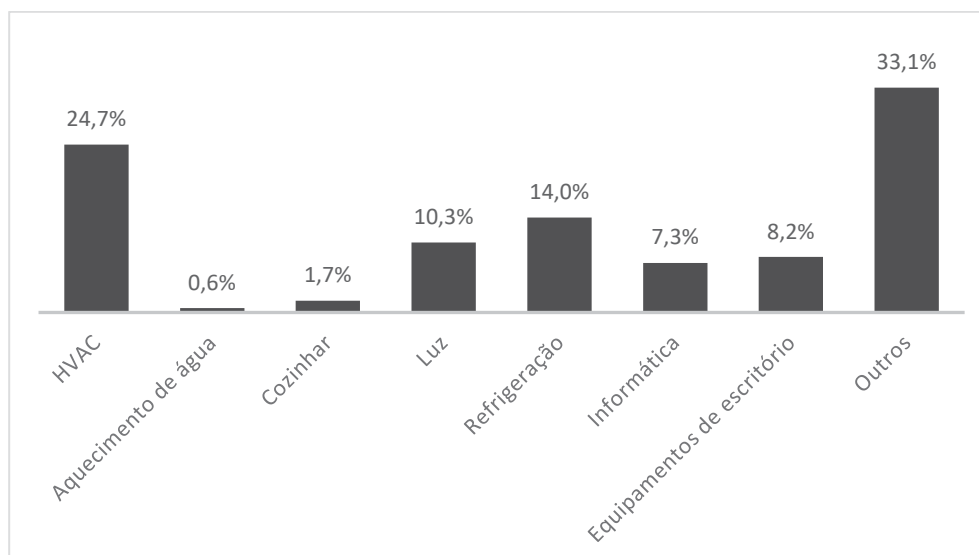
aproximadamente 29% do consumo total de energia elétrica de todo o país é devido os setores de HVAC e refrigeração. Assim, fica nítido o impacto significativo que tais sistemas possuem na matriz energética do país, mas não só dos Estados Unidos como também de outros países do mundo, incluindo o Brasil.

Figura 03- Consumo de energia elétrica no setor residencial nos EUA



Fonte: Adaptado da *U.S. Energy Information Administration* (2019)

Figura 04 - Consumo de energia elétrica no setor comercial nos EUA



Fonte: Adaptado da *U.S. Energy Information Administration* (2019)

Atualmente, muitos estudos e pesquisas buscam uma maneira de reduzir o consumo de energia elétrica mundial sem afetar a eficiência e a qualidade dos sistemas.

Neste contexto os sistemas de refrigeração por absorção oferecem uma alternativa em relação aos sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Além disso, os sistemas de refrigeração por absorção utilizam fluidos de trabalho que não degradam tanto o ambiente, reduzindo assim o impacto ambiental que os sistemas convencionais de refrigeração causam. Dessa forma, a probabilidade de redução do consumo de energia elétrica juntamente com a redução dos impactos ambientais e a possível utilização de fontes de energia de baixo custo, despertaram o interesse da comunidade científica em relação aos sistemas de refrigeração por absorção nas últimas décadas.

Visando o estudo mais aprofundado de tais sistemas, tornando-os mais eficientes e atrativos energeticamente e comercialmente, o Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS) da Universidade Federal do Paraná (UFPR) em parceria com a empresa Nilko Tecnologia Ltda, desenvolveram dois protótipos de refrigeração por absorção, ambos mostrados na Figura 05.

Figura 05- Protótipos de refrigeradores por absorção amônia-água desenvolvidos pelo NPDEAS

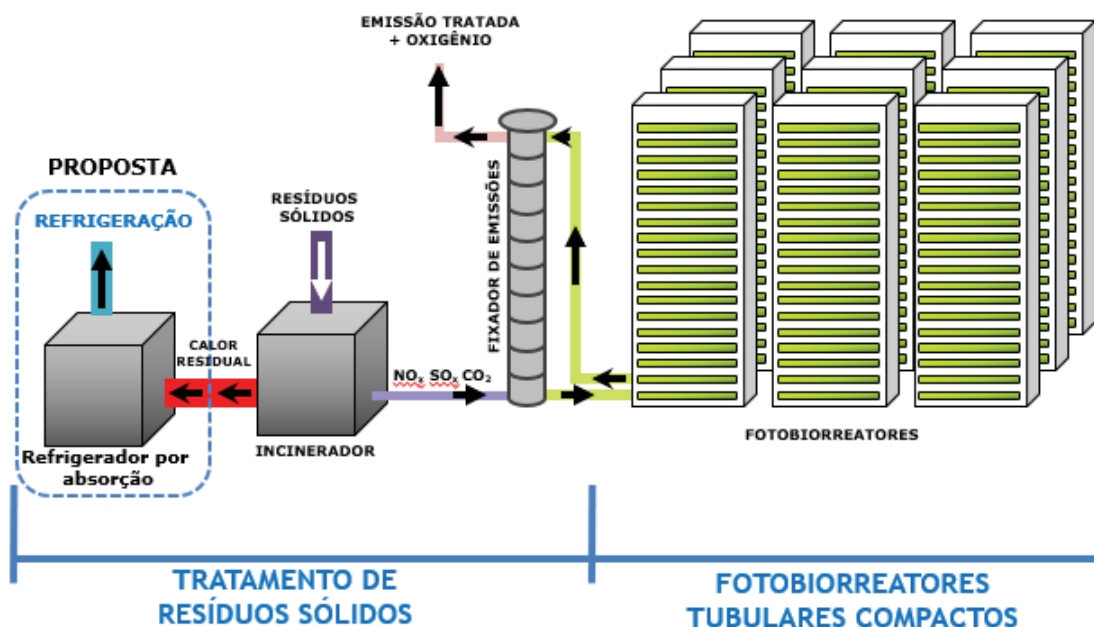


Fonte: VARGAS et al. (2012)

O NPDEAS, que trabalha com produção industrial sustentável, tratamento de água degradada, resíduos sólidos e na produção de biocombustíveis, biomateriais e co-produtos em geral, através do cultivo de microalgas em fotobiorreatores, possui em sua planta industrial e como parte do processo uma unidade de incineração. O incinerador é utilizado na queima dos resíduos sólidos urbanos, produzindo gases que são tratados posteriormente e calor residual. Assim, no contexto do NPDEAS, o refrigerador por absorção torna-se uma boa alternativa no aproveitamento do calor residual gerado pelo incinerador no processo de queima dos resíduos sólidos urbanos, obtendo como possível

resultado a refrigeração do próprio NPDEAS, utilizando uma fonte de energia em forma de calor antes não utilizada. A Figura 06 esquematiza a proposta de utilização do refrigerador por absorção para aproveitamento do calor residual do incinerador do NPDEAS.

Figura 06- Aplicação do refrigerador por absorção no NPDEAS



Fonte: Adaptado do grupo de pesquisa do NPDEAS (2018)

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No Capítulo 1 foi apresentada a motivação que levou ao desenvolvimento desse estudo.

O Capítulo 2 traz uma revisão bibliográfica sobre os conceitos fundamentais do sistema em estudo e o estado da arte sobre modelagem e análise exérgica dos sistemas de absorção, assim como os desafios existentes na área com base nos trabalhos e artigos consultados. Ainda no Capítulo 2, tendo como base os desafios a serem vencidos na área, define-se o objetivo geral do trabalho e os objetivos específicos para atingi-lo.

No Capítulo 3 está descrita a metodologia utilizada para se atingir os objetivos específicos apresentados no Capítulo 2.

O Capítulo 4 descreve e discute os resultados numéricos obtidos a partir do modelo matemático desenvolvido para o refrigerador por absorção.

No Capítulo 5 são mostradas as conclusões desse estudo, assim como sugestões para trabalhos futuros.

Finalmente, o Capítulo 6 traz todas as referências usadas que nortearam e embasaram cientificamente o desenvolvimento desta Dissertação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste Capítulo será realizada uma revisão bibliográfica com o objetivo de esclarecer o autor a respeito dos conceitos básicos sobre refrigeração por absorção e também, será apresentado o estado da arte sobre a modelagem matemática como também sobre a análise exergetica desses sistemas. Além disso, serão mostrados os desafios existentes nessa área, os objetivos específicos e o objetivo geral dessa Dissertação.

2.1 REFRIGERAÇÃO

Segundo Dossat (1961), refrigeração consiste no ramo da ciência que lida com o processo de reduzir e manter a temperatura de um determinado espaço ou material inferior à temperatura do ambiente.

Os primeiros métodos no processo de refrigeração se deram por volta de 1748 quando Willian Cullen, da universidade de Glasgow, produziu certa quantidade de gelo fazendo vácuo parcial sobre éter, mas ele não conseguiu implementar essa experiência na prática. Só em 1834, Perkins propôs o desenvolvimento de uma máquina compressora operada manualmente à base de éter e posteriormente, em 1851 Jonh Gorrie projetou o primeiro sistema de refrigeração a ar (ARORA, 2000).

Além das aplicações mais comumente conhecidas, como a conservação de alimentos e o condicionamento de ar, existem outros exemplos de uso comercial e industrial da refrigeração. Entre estes pode-se citar a separação de ar para a obtenção de oxigênio e nitrogênio líquidos, a liquefação de gás natural e a produção de gelo (MORAN et al., 2015). De acordo com Hermes (2016) e Martinho (2013), os principais sistemas de refrigeração são por compressão a vapor, por absorção, refrigeração a ar e por efeitos termoelétricos, sendo os sistemas por compressão de vapor os mais comuns em uso hoje em dia (MORAN et al., 2015). Martinez (2016) afirma que em relação a aplicação tanto doméstica como industrial, os sistemas de refrigeração por compressão a vapor possuem vantagem por não utilizarem fluidos de trabalho tóxicos e são mais práticos na construção e também na operação.

Os refrigeradores por absorção possuem a vantagem de utilizar uma fonte de energia não elétrica, garantindo uma flexibilidade ao projetista/proprietário/operador (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Ou seja, esse tipo de refrigerador se destaca justamente devido ao desenvolvimento de novas tecnologias que utilizam outras fontes de energia, como por exemplo o calor residual de turbinas a gás e vapor, energia solar, geotérmica e biomassa (ADEWUSI; ZUBAIR, 2004). Vargas et al. (2000) explicam, ainda, que o fato de utilizar fontes de calor de baixo teor, o refrigerador por absorção chama atenção tanto por motivos econômicos como pela atual necessidade de sistemas de refrigeração com baixo impacto ambiental. Porém, esse tipo de refrigeração ainda precisa competir com sistemas de refrigeração modernos e convencionais e, nos Estados Unidos, por exemplo, a existência de eletricidade confiável e de baixo custo diminui a utilização de outro tipo de refrigeração a não ser a comumente utilizada, que é a refrigeração por compressão de vapor (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

Os outros tipos de refrigeração citados anteriormente (refrigeração a ar e por efeitos termoeletrônicos) são utilizados em aplicações específicas. A refrigeração a ar utiliza um processo de expansão para reduzir a temperatura do ar e foi utilizada por muitos anos como principal método de refrigeração no mar devido à segurança do processo. Já na refrigeração termoeletrica, o efeito de refrigeração é produzido quando uma junção de dois metais diferentes é percorrida por uma corrente elétrica, apresentando baixa eficiência e alto custo operacional se comparado com os outros refrigeradores de mesma capacidade. Sua principal aplicação se dá principalmente no transporte de remédios ou vacinas em regiões remotas (MARTINHO, 2013).

2.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Acredita-se que o ciclo de refrigeração por absorção seja o mais antigo dentre os ciclos que operam por compressão a vapor, a ar, termoeletricidade e termomagnetismo, tendo seus fundamentos datados em 1777 pelo escocês Nairn (MARTINEZ, 2016). Segundo Stoecker e Jones (1985), quem fez a primeira patente, em 1860 nos Estados Unidos, foi o francês Ferdinand Carré. O primeiro uso do sistema nos Estados Unidos foi provavelmente feito pelos Estados Confederados durante a Guerra Civil para o

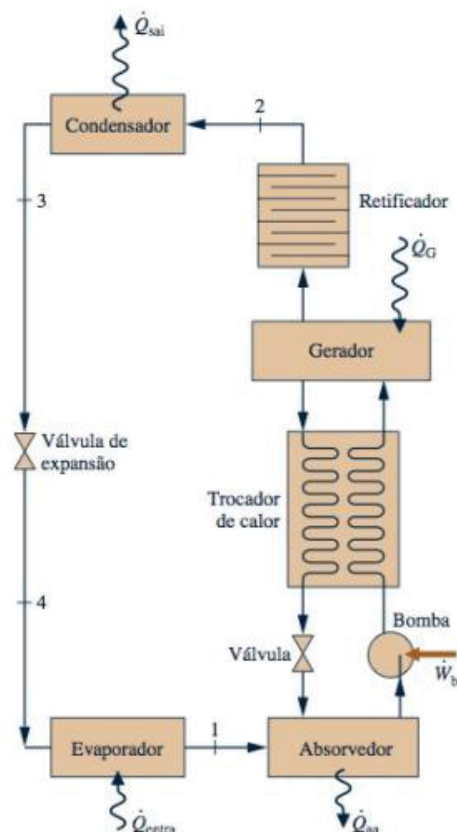
suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelo Norte (STOECKER; JONES, 1985).

Os sistemas de refrigeração por absorção operam de acordo com um ciclo de refrigeração alimentado por calor, onde um fluido secundário ou absorvente na fase líquida é responsável por absorver o fluido primário ou refrigerante, na forma de vapor (MARTINHO, 2013). Kim e Park (2007) acrescentam ainda que, nos sistemas de absorção, o processo mecânico do sistema de compressão a vapor é substituído por um processo físico-químico, utilizando energia na forma de calor em vez de trabalho mecânico. Como fontes de energia em forma de calor, os refrigeradores por absorção podem utilizar a energia solar, geotérmica, biomassa e calor residual. Além disso, tratam-se de sistemas silenciosos, livres de vibrações mecânicas, requerem pouca manutenção e são ecológicos (ZIEGLER, 1999).

2.2.1 Ciclo de refrigeração por absorção de estágio único

Um sistema de refrigeração por absorção de estágio único é composto por um evaporador, um absorvedor, uma bomba, duas válvulas de expansão, um gerador e por um condensador. Em seu funcionamento, esse sistema utiliza um par de fluido de trabalho em sua operação, sendo um fluido refrigerante e o outro absorvente. Entre os pares de fluidos mais utilizados como refrigerante/absorvente tem-se a amônia/água e água/brometo de lítio. Geralmente, algumas modificações são feitas para o aumento da eficiência do sistema, como esquematizado na Figura 07, onde são inseridos um trocador de calor regenerador entre o absorvedor e o gerador e um retificador antes do condensador.

Figura 07 - Ciclo de um sistema de absorção amônia-água de estágio único



Fonte: MORAN et al. (2015)

Em relação ao funcionamento do ciclo termodinâmico, vapor de amônia à baixa pressão deixa o evaporador e entra no absorvedor, onde reage e dissolve em uma solução fraca de amônia e água, formando uma solução líquida com alta concentração de amônia. A formação dessa solução líquida é exotérmica. Como a quantidade de amônia que pode ser dissolvida na água é inversamente proporcional à temperatura da solução é utilizada a circulação de água de arrefecimento pelo absorvedor para remover a energia liberada a medida que a amônia se torna solução mantendo a temperatura do absorvedor a menor possível. Assim, sai do absorvedor uma solução forte de amônia e água, que ao passar por uma bomba, tem sua pressão elevada até a pressão do gerador. No gerador, faz-se necessário a transferência de calor a uma temperatura alta para extrair o vapor de amônia da solução que vai para o condensador, deixando uma solução fraca de amônia e água. Essa solução fraca de amônia retorna para o absorvedor passando por uma válvula de expansão para que a pressão se reduza a pressão do absorvedor. Mas antes disso, essa solução com baixa concentração de amônia passa por um trocador de calor regenerador para pré-aquecer a solução forte de amônia antes de entrar no gerador, fazendo com que

o calor necessário para separar o vapor de amônia seja reduzido. Já o vapor de amônia, antes de entrar no condensador, em alguns refrigeradores por absorção, passa por um retificador para remover qualquer traço de água, garantindo que apenas vapor de amônia entre no condensador, evitando a formação de gelo no evaporador e na válvula de expansão. No condensador, o vapor de amônia torna-se líquido saturado e é expandido ao passar por uma válvula de expansão tendo sua pressão reduzida e entrando novamente no evaporador, reiniciando o ciclo.

2.2.2 Coeficiente de performance

O COP de uma máquina de refrigeração de absorção de estágio único é definido pela razão entre a taxa de capacidade de refrigeração e a taxa de calor fornecida ao gerador e o desempenho da bomba (KARNO; AJIB, 2008).

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad (01)$$

Segundo Moran et al. (2015), o volume específico da solução líquida que passa pela bomba é muito menor que do vapor de amônia, fazendo com que seja necessária uma quantidade significativamente menor de trabalho. Ou seja, os sistemas de refrigeração de absorção necessitam de uma potência de acionamento menor se comparado com os sistemas de compressão de vapor. Karno e Ajib (2008) afirmam, ainda, que, dependendo da capacidade necessária da máquina de refrigeração de absorção, pode-se desconsiderar a energia necessária de acionamento da bomba, equivalente a 1% se comparado a taxa de calor fornecida ao gerador.

2.2.3. Eficiência exergética

Segundo Moran et al. (2015), exergia é definida como “máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto)”. A exergia específica de fluxo para cada ponto do ciclo de refrigeração por absorção pode ser definida como:

$$e_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0) \quad (02)$$

onde T_0 , h_0 e s_0 correspondem a temperatura, entalpia e entropia do fluido usado no estado morto, respectivamente. Moran et al. (2015) explicam que o estado morto consiste em quando um sistema de interesse está a temperatura e pressão ambiente e em repouso com relação ao ambiente, portanto não há potencial para desenvolver trabalho.

A eficiência exergética, também chamada de eficiência de segunda lei, é a razão entre a exergia útil obtida de um sistema e a exergia útil fornecida ao sistema (CANBOLAT et al., 2019). Para um sistema de refrigeração por absorção de estágio único, a eficiência exergética pode ser definida a partir da seguinte relação:

$$\eta_{II} = - \frac{\dot{Q}_E \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_E} \right) \right]}{\dot{Q}_G \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_G} \right) \right] + \dot{W}_B} \quad (03)$$

onde T_E e T_G correspondem as temperaturas no evaporador e gerador, respectivamente. \dot{Q}_E corresponde a transferência de calor do fluido ou ambiente a ser refrigerado para o evaporador e \dot{Q}_G a transferência de calor da fonte quente para o gerador. E \dot{W}_B consiste na potência da bomba.

2.3 MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

De maneira geral, “a modelagem matemática, a simulação e a otimização termodinâmica são técnicas utilizadas em engenharia de sistemas visando o aumento da eficiência energética, à redução de custos e à diminuição de impacto ambiental” (VARGAS; ARAKI, 2017). Segundo Cai, Sem e Paolucci (2012), a simulação de sistemas de refrigeração por absorção é muito útil para entender e avaliar o sistema, assim como no ajuste de parâmetros de projetos, operação e controle do sistema, design e na seleção dos detalhes de dispositivos. De acordo com Martinho et al. (2016), simulações

computacionais baseadas em modelos matemáticos adequados devem buscar um melhor desempenho desse tipo de sistema, visando a futura comercialização. Martinho et al. (2016) acrescentam que um modelo matemático, preciso e que requer pouco tempo computacional, pode ser usado como ferramenta confiável de projeto, controle e otimização para sistemas de refrigeração por absorção.

Em relação a análise dinâmica, Kim e Park (2007) afirmam que, para os refrigeradores por absorção se tornarem atraentes para aplicações de ar condicionado residencial e comercial leve, o tempo de resposta desses sistemas deve ser razoavelmente baixo se comparados com uma unidade de compressão de vapor. E para isso, a simulação dinâmica trata-se de uma ferramenta útil, onde investiga-se detalhadamente os processos de transferência de calor e massa durante a operação de partida. O desempenho dinâmico do refrigerador por absorção pode ser totalmente analisado por meio de investigações experimentais e simulação. Logo a simulação numérica trata-se de uma ferramenta essencial, pois a previsão e elaboração do desempenho do sistema de controle pode ser convenientemente concluída com base nos modelos dinâmicos de baixo custo (XU; ZHANG; XIAO, 2016). Iranmanesh e Mehrabian (2013) ressaltam que, embora os sistemas de refrigeração por absorção atinjam a condição de estado estacionário rapidamente, a análise dinâmica ainda será uma ferramenta muito importante, pois caso aumente-se a capacidade do sistema haverá um maior tempo necessário para atingir a condição de estado estacionário. Complementando, Martinho et al. (2016) afirmam que modelos matemáticos podem representar tanto o estado estacionário como a resposta dinâmica, porém apenas um modelo dinâmico pode obter e analisar os tempos de *pull-down* e *pull-up* desses sistemas.

2.4 ESTADO DA ARTE

Nesta seção do trabalho serão apresentados os trabalhos mais relevantes e com maior impacto científico na literatura a partir do ano 2000 em relação a modelagem matemática e análise exergética de sistemas de refrigeração por absorção, cujos resultados possuem influência sob o trabalho.

2.4.1 Modelagem matemática de refrigeradores por absorção

Vargas et al. (2000) propuseram um modelo adimensional de uma unidade de refrigeração sem irreversibilidades internas, alimentado por um queimador de combustível. O modelo consiste de uma câmara de combustão com perda de calor insignificante para o ambiente, um evaporador, um condensador, um gerador e o espaço refrigerado. Os autores, nesse estudo, propuseram a otimização desse modelo, onde pretendeu-se diminuir o tempo necessário para atingir determinada temperatura de operação no espaço refrigerado. Os resultados mostraram que metade da condutância térmica deve ser dividida igualmente entre o gerador e o evaporador e a outra metade deve ser alocada no condensador para se obter uma operação otimizada. Além disso, devido a análise transiente do sistema, foi mostrado que existe uma estreita faixa de vazões de combustível que leva ao tempo mínimo para atingir a temperatura prescrita do espaço refrigerado.

Em 2000, Chua et al. (2000) desenvolveram um modelo termodinâmico mais detalhado do gerador e do absorvedor utilizados em um refrigerador por absorção, incorporando um rigoroso tratamento no cálculo da temperatura média dos processos levando em consideração também a transferência de massa não isotérmica que ocorre nesses componentes. A modelagem foi aplicada em refrigeradores de simples estágio, duplo estágio e de fase paralela utilizando brometo de lítio e água. Chua et al. (2000), ao avaliarem os diversos mecanismos dissipativos do refrigerador, chegaram à conclusão que a transferência de massa no absorvedor contribui com cerca de 6 a 8% no coeficiente de desempenho, ou seja, trata-se de um mecanismo significativo, mas não dominante. Além disso, os autores estabeleceram toda a fundamentação teórica necessária para a construção de um diagrama T-s dos refrigeradores de absorção, com base nas condições de entrada e saída de vários módulos, complementando assim a análise do sistema.

Chua, Toh e Ng (2002) elaboraram uma estrutura termodinâmica para modelagem de um refrigerador de absorção irreversível de estágio único que utiliza amônia/água. O modelo elaborado tem foco principalmente no gerador, retificador e no absorvedor, onde foi quantificada a produção de entropia interna e condutância interna, levando em consideração todos os processos simultâneos de transferência de calor e massa e respeitando as condições de equilíbrio termodinâmico local nas várias fases. Já os outros componentes do refrigerador, seguiram uma abordagem mais convencional, conhecida

como *black box*. Como resultados é mostrado as propriedades dos vários pontos de estado do modelo, a performance energética e as condutâncias térmicas de cada componente. Além disso, é mostrado o impacto de vários mecanismos dissipativos no desempenho do refrigerador, onde concluiu-se que cerca de 30% da energia térmica é dissipada em conjunto pela transferência de calor e massa na fase vapor dentro do retificador e pela transferência de calor regenerativa.

Ezzine et al. (2004) desenvolveram a modelagem, simulação termodinâmica e análise da Segunda Lei da Termodinâmica de um refrigerador de absorção de duplo efeito com dois geradores que utiliza amônia e água como par de fluido de trabalho refrigerante e absorvente. O modelo do refrigerador foi estabelecido seguindo três passos: cálculo do número de graus de liberdade, especificação das condições fundamentais de operação e a aplicação das equações da massa e energia em cada componente do refrigerador. Também foram quantificadas as irreversibilidades em cada componente, através da análise da Segunda Lei da Termodinâmica, para determinar a potencial contribuição na eficiência geral do equipamento. Os resultados indicaram que o absorvedor, os trocadores de calor de solução e o condensador têm o maior potencial para melhorar a eficiência energética do refrigerador.

Adewusi e Zubair (2004) aplicaram a Segunda Lei da Termodinâmica para estudar a performance de um refrigerador por absorção de simples e duplo estágio com amônia/água, variando-se alguns parâmetros. Foi utilizado o *software Engineering Equation Solver* (EES) para calcular a geração de entropia de cada componente, a geração de entropia total e o COP do modelo. Foi observado que o refrigerador com duplo estágio possui maior geração de entropia do que o de estágio simples. Porém, os resultados mostraram um valor de COP maior para o refrigerador com duplo estágio, gerando contradição, já que este apresentou maior geração de entropia. Adewusi e Zubair (2004) mostraram que esse aumento da entropia aconteceu devido ao aumento de componentes térmicos e às irreversibilidades do gerador, já que o gerador apresentou acima de 50% da geração total de entropia no refrigerador de dois estágios.

Kim e Park (2007) realizaram uma simulação dinâmica de um refrigerador por absorção de efeito único com amônia/água. O modelo levou em consideração a continuidade das espécies da mistura amônia/água e a conservação de energia e de quantidade de movimento para cada componente do refrigerador, gerando equações ordinárias, onde estas foram resolvidas numericamente através do método de Runge-

Kutta-Merson com o auxílio das relações constitutivas. Os parâmetros levados em consideração foram a concentração em massa, a massa da solução aquosa de amônia, o volume dos principais componentes do refrigerador e a massa da solução preenchida. Nos resultados foi analisado o comportamento da temperatura, da fração dos vazios, concentração, vazão mássica e transferência de calor desde as condições iniciais de operação até o regime permanente. Percebeu-se que demora cerca de 409 segundos para o refrigerador considerado atinja 63,2% da capacidade final de refrigeração, valor relativamente alto se comparado a um sistema de refrigeração por compressão a vapor. Constatou-se que esse tempo pode ser diminuído reduzindo-se a quantidade de solução de alta concentração a ser preenchida, aumentando-se o volume do gerador. Kim e Park (2007) concluíram que um método simples para aumentar rapidamente a pressão no gerador e diminuir a constante de tempo seria controlar a taxa de vazão do gás de combustão gradualmente no início da operação de partida.

Karno e Ajib (2008) desenvolveram um modelo em regime estacionário para análise de um refrigerador de absorção de estágio único que utiliza acetona e brometo de zinco como par refrigerante/absorvente e energia solar como fonte. Com o intuito de simplificar o modelo, foram feitas algumas considerações básicas na análise termodinâmica, como: não há quedas de pressão nos componentes, o refrigerante que sai do gerador está em estado puro, a solução fraca que sai do absorvedor é um líquido saturado com temperatura e concentração do absorvedor, entre outras considerações. Para analisar o ciclo, foi feito o balanço de massa e energia em cada componente do refrigerador. Na simulação foram utilizadas baixas temperaturas no gerador para que fosse possível o uso de coletores solares de placas planas (47° - 60°C). Já nos resultados foi mostrada a relação entre o COP e as temperaturas do evaporador e gerador. Foi obtido um crescimento mais significativo para o COP em temperaturas mais baixas desses componentes. Além disso, foi percebido que aumentando a temperatura de condensação, deve-se aumentar a temperatura do gerador para se obter a mesma temperatura no evaporador. Ou seja, o refrigerador deve operar em altas temperaturas no gerador e evaporador, e em baixas temperaturas no condensador e absorvedor. Testes experimentais foram feitos utilizando acetona e brometo de zinco como fluidos de trabalho e foi obtido um COP máximo de 0,4, enquanto na simulação foi obtido um valor máximo para o COP de 0,6. Concluiu-se, através da simulação e dos experimentos, que o refrigerador

analisado pode operar normalmente a uma temperatura de aproximadamente 50 °C no gerador.

Vargas et al. (2009) desenvolveram a modelagem, simulação e otimização de um sistema de cogeração de energia composto por um coletor solar, um reservatório térmico, um trocador de calor de água quente e um refrigerador de absorção. O sistema proposto modelado é acionado por um coletor solar e visa produzir simultaneamente aquecimento, através do trocador de calor de água quente e resfriamento, através do refrigerador por absorção. Com base nos princípios da termodinâmica clássica e transferência de calor e massa, grupos adimensionais adequados foram identificados e, assim, o modelo matemático de todo o sistema (coletor solar, trocador de calor e refrigerador por absorção) foi desenvolvido e simulado em regime transiente e permanente. O objetivo do modelo proposto é a otimização global do sistema obtido através das máximas eficiências de segunda lei, e além disso, encontrar os tempos mínimos de *pull-down* (tempo de refrigeração) e *pull-up* (tempo de aquecimento) do sistema. Os resultados mostraram que existem um conjunto de três taxas de capacidade térmica que caracterizam o sistema de maneira que seja extraída uma taxa máxima de exergia das fontes de energia, ou seja, a maior eficiência de segunda lei do sistema.

Karamangil et al. (2010) desenvolveram a modelagem de um refrigerador por absorção de simples estágio com intuito de avaliar o impacto de diferentes pares de refrigerantes/absorventes no COP do sistema. Além disso, foi analisada a influência da utilização de trocadores de calor de solução e das temperaturas de operação de alguns componentes do sistema no COP. Para isso, um balanço de massa e de energia foi feito para cada componente em regime permanente. Com o estudo concluiu-se, que o uso de um trocador de calor de solução tem grande impacto no COP do sistema, chegando a um aumento de até 66%. Em relação ao par refrigerante/absorvente, constatou-se que geralmente a solução de H₂O–LiBr apresenta valores de COP mais elevados do que com o uso de soluções de NH₃-H₂O e NH₃-LiNO₃ para todas as temperaturas de operação. O estudo revelou um COP de 0,76 com o uso de NH₃-H₂O e um COP de 0,55 e 0,54 para as soluções de NH₃-LiNO₃ e NH₃-H₂O, respectivamente. Além disso, como resultado, foi percebido que há um aumento do COP quando se eleva a temperatura do gerador e do evaporador, entretanto o mesmo não ocorre quando se aumenta a temperatura do condensador e do absorvedor.

Cai, Sen e Paolucci (2012) analisaram e desenvolveram um modelo transiente para estudar a resposta dinâmica de um refrigerador de absorção de simples efeito. O modelo criado leva em consideração as perdas de carga no sistema através de um fator de fricção e as propriedades termodinâmicas foram obtidas através de equações de estado para misturas (equação de estado de Redlich-Kwong). As equações diferenciais foram desenvolvidas com base nas equações da conservação de massa, energia e quantidade de movimento e solucionadas utilizando um método implícito de integração de passo variável de Euler. Além disso, foi considerado que cada componente principal, a qualquer instante, pode ser caracterizado por uma única temperatura, concentração e pressão (*Lumped parameters*). Foi observado, através do modelo proposto, que mantendo as temperaturas dos outros componentes constantes, o COP decresce quase que linearmente caso aumente-se a temperatura do gerador ou do absorvedor. Esse comportamento do COP é explicado pois há um aumento de entrada de calor no gerador, porém no evaporador não há tal variação por estar com temperatura fixa. Foi verificado também que o aumento da pressão da bomba acarreta no aumento do desempenho do sistema devido ao aumento de solução que flui para o gerador fazendo com que mais calor seja obtido da fonte de calor. Por consequência mais refrigerante é gerado e mais calor é obtido a partir do espaço refrigerado.

Borg e Kelly (2012) propuseram um modelo dinâmico genérico de um refrigerador por absorção que utiliza brometo de lítio e água como fluidos de trabalho. O sistema foi representado por um sistema de três nós, onde cada nó representa a massa térmica referente a um determinado circuito de água utilizado no refrigerador, os quais são: circuito de água refrigerante, de água quente que alimenta o gerador e o circuito de água refrigerada no evaporador. Para cada nó foram aplicadas as equações de conservação da massa e de energia e para obter os dados necessários para executar o modelo foi utilizado um método de calibração experimental de três fases. A primeira fase consistiu em obter as pressões de operação em função da temperatura do circuito da água quente. A segunda fase obteve a potência de refrigeração em função de todas as temperaturas de entrada dos circuitos de água e a terceira fase identificou a massa total bem como os calores específicos médios para cada nó. Para a verificação do modelo foi realizada uma comparação com um modelo já existente na literatura que utilizou o mesmo refrigerador de absorção na calibração. Após isso, foi feita a comparação com os dados experimentais obtidos do refrigerador também utilizado na calibração. Nos resultados, tanto na

comparação com um modelo já calibrado como nos dados experimentais, os perfis de temperatura dos nós referentes aos circuitos de água obtiveram poucos desvios, ou seja, uma boa concordância entre ambos.

Lostec, Galanis e Millete (2013) modelaram matematicamente um refrigerador de absorção que leva em consideração a transferência de massa entre as fases líquido e vapor no absorvedor e a condensação da solução binária no condensador. Como hipóteses do modelo apresentado, tem-se: estado estacionário, amônia pura no evaporador, perdas de calor para o ambiente negligenciadas, assim como quedas de pressão e vazamentos. Foi considerado, também, que sai vapor saturado da coluna de purificação. Para a validação do modelo proposto, foram coletados dados experimentais de um resfriador por absorção comercial utilizado como ar condicionado solar. Comparando-se os dados experimentais e o modelo, em relação a taxa de transferência de calor, foi obtido uma diferença de 11% para o evaporador e 14,5% para o gerador. E em relação ao sistema de resfriamento foi obtido uma diferença de 23%, onde parte dessas diferenças se dá pelo fato do modelo considerar desprezíveis as perdas de calor para o ambiente desprezíveis. Como resultados, foi feita uma análise paramétrica e chegou-se à conclusão que, reduzindo-se 10°C da temperatura do evaporador o COP diminui em 25% e que o COP aumenta em 4% caso a temperatura do dessorvedor aumente em 10°C.

Iranmanesh e Mehrabian (2013) realizaram uma análise dinâmica de um refrigerador de absorção de efeito único com LiBr-H₂O para estudar o efeito das massas térmicas individualmente ou simultaneamente nos principais parâmetros do refrigerador como a transferência de calor em cada componente, o COP e a eficiência exergética. Para fazer tal análise e comparação foram criados seis casos distintos, onde o primeiro caso seria considerar todas as massas térmicas em todos os principais componentes (evaporador, condensador, gerador e absorvedor). Os outros casos seriam realizados desprezando o efeito das massas térmicas apenas em um dos componentes por vez e o último seria desconsiderando todos os componentes. As equações diferenciais deduzidas da conservação da massa, do momentum e da energia foram resolvidas utilizando o método de Runge-Kutta. Os resultados obtidos pela análise dinâmica foram comparados com resultados obtidos em regime permanente, assim, através dos erros relativos foi possível chegar aos efeitos das massas térmicas em cada um dos casos. Iranmanesh e Mehrabian (2013) chegaram a conclusão que as massas térmicas tem um menor efeito na taxa de transferência de calor no evaporador e absorvedor, mas possuem efeito

significativo no gerador e condensador, que são componentes de alta pressão. Além disso, a massa térmica do condensador possui efeito considerável sobre a eficiência exergética, sobre o COP e também sobre a taxa de transferência de calor no condensador e no gerador.

Martinho et al. (2016) desenvolveram um modelo matemático transiente adimensional de um refrigerador de estágio único com ajustes dos parâmetros e validação experimental. O refrigerador foi dividido em volumes de controle apropriados com o objetivo de obter a resposta dinâmica do sistema. As equações do modelo basearam-se principalmente na primeira lei da termodinâmica e nos princípios de conservação de massa e energia. O ciclo de refrigeração foi dividido em duas regiões: uma constituída por solução absorvente/refrigerante (compressor térmico) e outra constituída apenas pelo refrigerante (condensador, válvula de expansão e evaporador). Para o compressor térmico, o qual foi modelado em regime *quasi*-permanente, foi utilizado o método de Newton para resolver as equações algébricas não lineares. Já para o lado do refrigerante, modelado em regime transiente, o sistema de equações diferenciais ordinárias foi integrado utilizando o método de Runge-Kutta de quarta e quinta ordem. Martinho et al. (2016) realizaram um ajuste de parâmetros utilizando o problema inverso de estimativa de parâmetros (IPPE), fazendo com que o que era ,inicialmente, uma variável fosse imposto ao modelo como parâmetro de entrada, onde neste caso foram as condutâncias térmicas dos componentes do compressor térmico, obtidas experimentalmente. Os resultados numéricos mostraram boa concordância quantitativa e qualitativa com os dados experimentais obtidos, ou seja, o modelo é capaz de obter uma resposta transitória do sistema como uma função dos parâmetros de projeto e operação. Os autores chegaram à conclusão que os maiores desvios entre o modelo e os dados experimentais ocorreram devido as inércias térmicas terem sido desprezadas no compressor térmico. É importante ressaltar também que o único componente que apresentou desvios nos valores de temperatura acima de 2% tanto no regime transiente como no estacionário foi o gerador, pois o modelo proposto utilizou apenas um único volume de controle supondo o equilíbrio líquido-vapor para todo o sistema.

Xu, Zhang e Xiao (2016) criaram um modelo matemático de um sistema de refrigeração por absorção com brometo de lítio e água como fluidos de trabalho para analisar o desempenho dinâmico do sistema utilizando um controlador PID para obter resultados. O modelo matemático foi baseado principalmente nas equações de conservação de massa e de energia e foi implementado no *software* gPROMS, que contém

algoritmos para resolver sistemas de equações diferenciais e algébricas. Para a validação foi utilizado um modelo que simulou o desempenho de um refrigerador já existente na literatura e apresentou boa consistência com os resultados experimentais. Em relação ao modelo do sistema de controle foi utilizado um controlador PID que determina o ângulo de abertura de uma válvula que controla a vazão mássica da fonte. Ainda em relação ao controle, como variáveis manipuladas foram escolhidas a temperatura da solução no gerador e a temperatura de saída da água gelada. Os resultados do modelo dinâmico mostraram que aumentando-se a temperatura da fonte de calor ou diminuindo-se a temperatura de entrada da água de resfriamento aumenta o risco de cristalização. Em relação as massas térmicas, concluiu-se que a massa térmica do gerador é a que possui impacto mais significativo no tempo para se atingir o estado estacionário. Já em relação ao controlador PID, foram explorados todos seus parâmetros (ganho proporcional, integral e derivativo) e concluiu-se que o sistema obteve melhor desempenho de controle quando a temperatura da solução do gerador foi selecionada como variável manipulada.

A Tabela 01 descreve as principais informações e características dos estudos e artigos acadêmicos consultados, como tipo de sistema, COP do simulador, quais pares de fluidos refrigerante/absorvente foram utilizados na simulação, o regime de operação e se houve ou não estudo experimental. Já a Tabela 02 descreve a principal função do simulador correspondente ao trabalho científico relacionado.

Tabela 1 - Características gerais dos trabalhos científicos consultados sobre modelagem e simulação de refrigeradores por absorção

Autores (Ano)	Sistema	COP	Refrigerante/ Absorvente	Regime de operação	Estudo experimental
Vargas et al (2000)	Refrigerador	-	-	Transiente	Não
Chua et al (2000)	Refrigerador de simples estágio	0,64	Água/ Brometo de Lítio	Transiente	Não
	Duplo estágio e fase paralela	1,27 / 1,28			
Chua, Toh e Ng (2002)	Refrigerador de simples estágio	0,52	Amônia/água	-	Não
Ezzine et al (2004)	Refrigerador com duplo gerador	0,76	Amônia/água	-	Não
Adewusi e Zubair (2004)	Refrigerador de simples e duplo estágio	0,73	Amônia/água	-	Não
Kim e Park (2007)	Refrigerador de simples estágio	0,56	Amônia/água	Transiente	Não
Karno e Ajib (2008)	Refrigerador de simples estágio	0,6	Acetona/ Brometo de Zinco	Estacionário	Sim
Vargas et al (2009)	Sistema de coogeração de energia	0,5	-	Transiente/ Estacionário	Não
Karamangil et al. (2010)	Refrigerador de simples estágio	0,76	Amônia/água Água/brometo de lítio Amônia/nitrato de lítio	Estacionário	Não
Borg e Kelly (2012)	Refrigerador de simples estágio	-	Água/ Brometo de Lítio	Transiente	Sim
Cai, Sen e Paolucci (2012)	Refrigerador de simples estágio	0,64	Amônia/água	Transiente	Não
Lostec, Galanis e Millete (2013)	Refrigerador de simples estágio	0,6	Amônia/água	Estacionário	Sim
Iranmanesh e Mehrabian (2013)	Refrigerador de simples estágio	0,72	Água/ Brometo de Lítio	Transiente	Não
Martinho et al. (2016)	Refrigerador de simples estágio	0,16	Amônia/água	Transiente/ Quasi - Permanente	Sim
Xu, Zhang e Xiao (2016)	Refrigerador de simples estágio	0,74	Água/Brometo de Lítio	Transiente	Não

Fonte: Autor (2018)

Tabela 2 - Principais funções dos simuladores dos trabalhos científicos consultados sobre modelagem e simulação de refrigeradores por absorção.

Autores (Ano)	Função do Simulador
Vargas et al (2000)	Otimização de um refrigerador por absorção que utiliza queimador de combustível como fonte de calor de alta temperatura
Chua et al (2000)	Modelar o absorvedor e gerador incorporando a transferência de massa
Chua, Toh e Ng (2002)	Quantificar a entropia interna e condutância térmica de cada componente de um refrigerador de simples estágio
Ezzine et al (2004)	Avaliação da performance e quantificação de irreversibilidade de cada componente
Adewusi e Zubair (2004)	Análise de desempenho de Refrigeradores com simples e duplo estágio utilizando a Segunda Lei da Termodinâmica
Kim e Park (2007)	Avaliar os parâmetros que afetam o tempo necessário para que o refrigerador atinja determinada capacidade de refrigeração
Karno e Ajib (2008)	Avaliar a performance da acetona e brometo de zinco em refrigeradores por absorção com coletores solares
Vargas et al (2009)	Otimizar o sistema através da eficiência da Segunda Lei e os tempos de pull-down e pull-up do sistema
Karamangil et al. (2010)	Avaliar o impacto de diferentes pares refrigerante/absorventes, do uso de trocadores de calor solução-refrigerante e das temperaturas de operação no COP do sistema
Borg e Kelly (2012)	Modelar um refrigerador com base nos circuitos de água existentes no sistema e calibração experimental
Cai, Sen e Paolucci (2012)	Avaliar os efeitos das propriedades termodinâmicas sobre o desempenho do sistema e a resposta dinâmica de um ciclo de refrigeração por absorção.
Lostec, Galanis e Millete (2013)	Avaliar o impacto de alguns parâmetros de operação na performance do refrigerador
Iranmanesh e Mehrabian (2013)	Avaliar o impacto das massas térmicas nas taxas de transferência de calor, no COP e na eficiência exergética do sistema
Martinho et al. (2016)	Prever o desempenho de um refrigerador de absorção como função dos parâmetros geométricos e de operação para otimização e controle
Xu, Zhang e Xiao (2016)	Analisar o desempenho dinâmico de um refrigerador por absorção e a estratégia de controle através de um controlador PID

Fonte: Autor (2018)

Em relação às metodologias consultadas sobre modelagem matemática de refrigeradores por absorção, é importante ressaltar as seguintes observações:

- I. A maioria dos refrigeradores utilizaram como par de fluidos de trabalho amônia/água e água/brometo de lítio, menos Karno e Ajib (2007) e Karamangil et al. (2010), que utilizaram acetona/brometo de zinco e amônia/nitrato de lítio, respectivamente;
- II. Poucos trabalhos realizaram estudo experimental para ajustes ou validação experimental do sistema;
- III. A maioria dos artigos consultados simularam um refrigerador de simples estágio ou estágio único, diferente de Chua et al. (2000), Ezzine et al. (2004), Adewusi e Zubair (2004), que simularam um sistema de duplo estágio e fase paralela, sistema com duplo gerador e sistema de duplo estágio, respectivamente;
- IV. Os trabalhos de Kim e Park (2007), Vargas et al (2009), Cai, Sen e Paolucci (2012), Iranmanesh e Mehrabian (2013) não desprezaram as perdas de cargas nas tubulações e conexões no modelo matemático;
- V. Apenas os trabalhos de Vargas et al. (2000), Vargas et al. (2009) e Martinho et al. (2016) desenvolveram um modelo matemático adimensional, fazendo com que os resultados obtidos possam ser generalizados para sistemas similares.
- VI. A maioria dos modelos matemáticos desenvolvidos tiveram como base as equações da conservação da massa e de energia, sendo Cai, Sen e Paolucci (2012), Iranmanesh e Mehrabian (2013) os únicos que adicionaram a conservação de quantidade de movimento em seus modelos matemáticos;

2.4.2 Análise exergética de refrigeradores por absorção

Talbi e Agnew (2000) desenvolveram um modelo computacional de uma unidade de refrigeração por absorção com o intuito de prever o desempenho através de uma análise termodinâmica e exergética. O par refrigerante/absorvente utilizado no modelo foi o brometo de lítio e água. Através da análise de Segunda Lei foi possível identificar quais componentes são menos eficientes no ciclo de refrigeração analisado. O programa computacional criado foi escrito em linguagem FORTRAN 77. Como parâmetros de entrada do modelo, foi considerado que o gerador utiliza como fonte de calor gás residual

a uma temperatura de 500°C e como meio de resfriamento para o absorvedor, condensador e evaporador uma temperatura ambiente de 35°C. Como resultados do modelo, Talbi e Agnew (2000) mostraram que os componentes com maior perda de exergia são o absorvedor e o gerador. Observou-se também que as cargas do condensador e evaporador são aproximadamente 27,8% menores que as cargas correspondentes do gerador e absorvedor. Isso ocorre devido ao calor relacionado aos efeitos de mistura que não ocorrem em substâncias puras.

Sencan, Yakut e Kalogirou (2005) realizaram uma análise exergética de um sistema de absorção de água e brometo de lítio para aplicações tanto de refrigeração como aquecimento. Para isso, foi criado um programa computacional implementado em linguagem Fortran 90, combinando os conceitos de primeira e segunda lei da termodinâmica e os princípios de conservação de massa e energia. Através da análise exergética, foram calculadas as perdas de exergia para cada componente e o comportamento das eficiências de primeira e segunda lei foram investigadas sob várias condições operacionais. Os resultados mostraram que os componentes com maiores perdas de exergia foram o absorvedor e o gerador, isso devido às perdas por calor em relação as misturas na solução presente nesses componentes. Foi mostrado também, que aumentando-se a temperatura da fonte de calor, o COP do sistema aumenta levemente e a eficiência exergética é reduzida, tanto para refrigeração como para aquecimento. Verificou-se também que, com o acréscimo da temperatura da água resfriada na entrada, aumenta-se o COP e diminui a eficiência exergética. Já para aplicações de aquecimento, tanto o COP como a eficiência de segunda lei aumentaram, pois, neste caso, transferir calor da água resfriada com menor temperatura para o sistema de absorção diminuiria a eficiência.

Aman, Ting e Henshaw (2014) realizaram a análise energética e exergética de um refrigerador por absorção de 10 kW, acionado por energia solar e para aplicações em ar condicionado residencial. O modelo matemático foi desenvolvido, em regime permanente, aplicando-se as leis de conservação de massa, energia como também a segunda lei da termodinâmica. Em relação a análise exergética, foi feito o balanço exergético para cada volume de controle e foram calculadas a exergia destruída para cada componente do ciclo. Nos resultados, foi mostrado que o absorvedor é o componente com maior perda de exergia, com cerca de 63%, seguido do gerador e condensador, com 13%

e 11%, respectivamente. Ou seja, para este caso, os maiores esforços devem ser feitos para melhorar o absorvedor desse sistema.

Modi, Mudgal e Patel (2017) desenvolveram um modelo computacional para realizar uma análise energética e exergética de um sistema de refrigeração por absorção que utiliza como fluidos de trabalho brometo de lítio e água. O equacionamento do modelo teve como base a primeira e segunda lei da termodinâmica e para a resolução das equações foi utilizado o *software* EES. Nos resultados, o COP apresentou valor máximo em temperaturas mais baixas do absorvedor e condensador. Em relação à influência da temperatura do gerador no COP do sistema, observou-se que a partir de 87°C, o acréscimo de temperatura do gerador não tem impacto significativo no COP, ou seja, o COP permanece consistente e diminui um pouco com o aumento de temperatura do gerador. Também foi analisada a influência da temperatura do evaporador no COP e na eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica, ou seja, a eficiência do sistema em relação a destruição de exergia. Observou-se que quando a temperatura do evaporador varia de 8°C a 15°C, o COP varia cerca de 16% e a eficiência de Segunda Lei diminui de 26% para 17% para esse faixa de temperatura. Além disso, os resultados mostraram que os componentes com maior destruição de exergia foram o gerador (40%) e o absorvedor (28%). Isso devido aos processos de mistura em altas temperaturas que ocorrem nesses componentes.

Takeshita e Amano (2018) apresentaram as condições ideais de projeto e operação considerando a relação custo-eficácia e a operacionalidade de um refrigerador por absorção de amônia de estágio único, através de uma análise exergética. Na análise exergética, foi considerada a exergia química, ou seja, a energia livre de Gibbs é considerada na análise de exergia para avaliar com precisão os processos de absorção e retificação, incluindo alteração da exergia química. A eficiência exergética máxima teórica e as influências das condições operacionais na eficiência e na destruição exergética foram analisadas em uma condição ideal. Além disso, também foi examinada uma otimização das condições de projeto em relação a condutância térmica total como parâmetro de custo. Nos resultados, observou-se que a eficiência exergética é máxima quando a temperatura do gerador corresponde a 65°C como também quando a fração de massa de amônia líquida no evaporador é de 0,967 $\text{NH}_3\text{kg/kg}$. Observou-se, também, que é possível reduzir o tamanho de um refrigerador por absorção de amônia/água sem reduzir a eficiência exergética. Os resultados mostraram que é possível manter a eficiência

nominal reduzindo aproximadamente 39% da condutância térmica total ou aumentar a eficiência exergética em 16% reduzindo 19% da condutância térmica total, se comparado aos de um refrigerador por absorção comercial.

Bagheri et al. (2019) realizaram uma análise termodinâmica através dos princípios de conservação de massa e energia, bem como um balanço de exergia para cada componente de um sistema de refrigeração por absorção de água e brometo de lítio de efeito duplo e fluxo paralelo. Além disso, foi mostrada a otimização do sistema e foi realizada uma análise avançada de exergia, dividindo a destruição de exergia em duas parcelas, a destruição endógena e a exógena. A endógena está associada as irreversibilidades que ocorrem nos componentes e a destruição exógena de exergia está associada às ineficiências que ocorrem em outros componentes. A destruição de exergia ainda foi dividida em partes evitáveis e inevitáveis, onde a parcela evitável pode ser diminuída aumentando o desempenho do componente e a inevitável é limitada pelas restrições tecnológicas. O código computacional desenvolvido foi implementado utilizando o Engineering Equation Solver (EES) e as propriedades termofísicas do fluido de trabalho do refrigerador foram obtidas da biblioteca do *software*. Como resultados da otimização, o sistema apresentou COP de 1,3 com uma temperatura do gerador de alta pressão de 169,6 °C. Já a eficiência máxima de exergia, nas condições operacionais do trabalho, foi de 0,2248 para uma temperatura do gerador de alta pressão de 142,7 °C. Através da análise exergética, constatou-se que o absorvedor, o gerador de alta pressão e os trocadores de calor de baixa e alta temperatura são os componentes com maior destruição de exergia. Os resultados da análise avançada de exergia mostraram que a destruição endógena de exergia é superior a parte exógena. Exceto nos trocadores de calor de baixa e alta temperatura, a maior parte de destruição de exergia do sistema é endógena de exergia inevitável, sendo a maior parcela atribuída ao absorvedor. Constatou-se também que a destruição endógena inevitável consiste em cerca de 66% da destruição da exergia total, ou seja, a taxa total do ciclo real após as melhorias não pode ser reduzida para menos de 33,6 kW.

Cui et al. (2019) desenvolveram um modelo inovador de sistema de refrigeração em cascata para recuperação de calor residual de baixa qualidade e que utiliza os dois pares de fluidos mais comumente empregados em sistemas de absorção (LiBr-H₂O e NH₃-H₂O). Foi realizada a análise energética, exergética e também econômica dos resultados obtidos da simulação do modelo proposto. A análise energética foi realizada

através dos balanços de massa, material e energia para componente do sistema proposto. A análise exergética foi realizada de acordo com a segunda lei da termodinâmica e a análise econômica levou em consideração o custo anual total do refrigerador proposto, em função dos custos de investimento e de operação. Em seguida, foi realizada a otimização multi-objetivo do sistema através da aplicação do algoritmo genético NSGA-II (*non-dominated sort genetic algorithm-II*), onde as funções objetivos escolhidas foram a destruição total de exergia e o custo anual total. Nos resultados, constatou-se que o aumento das temperaturas do evaporador de LiBr-H₂O e do condensador e do absorvedor do NH₃-H₂O, reduz a área total de transferência de calor e o custo anual total, porém diminui o coeficiente de performance e aumenta a destruição de exergia do sistema. Nos resultados da otimização visando a destruição total de exergia, foi obtido um valor de 876 kW e COP de 0,180, porém apresentou custo anual alto. Nesse caso, o valor da destruição total de exergia foi 11% maior se comparado ao caso da otimização visando o custo anual. E, na otimização multiobjetivo, foi obtida a configuração ótima do sistema onde a destruição de exergia e os custos anuais apresentaram resultados 4,5% e 5,9% superiores aos seus respectivos resultados mínimos obtidos quando otimizados separadamente. Além disso, nos resultados, mostrou-se que o gerador e o absorvedor são os componentes com maior destruição de exergia associada, representando 62,4% da destruição total de exergia do modelo proposto pelo trabalho.

Canbolat et al. (2019) apresentaram uma metodologia com base em estatística para determinar a ordem de importância dos principais parâmetros de operação do refrigerador 3m função do COP e eCOP (eficiência exergética). O modelo termodinâmico foi desenvolvido com base na primeira e segunda lei, além dos balanços de massa e de amônia. Foram utilizados os métodos Taguchi e ANOVA para determinar a ordem de importância dos parâmetros e o método GRA foi utilizado para otimizar simultaneamente o COP e o eCOP do sistema. Nos resultados, constatou-se que em relação ao COP, os parâmetros mais efetivos foram a temperatura do evaporador e a eficiência do trocador de calor de solução. Já em relação ao eCOP, as temperaturas do evaporador e do absorvedor foram os parâmetros mais efetivos e a eficiência da bomba foi menos efetivo do sistema. Em relação a otimização, foram definidas a melhor e a pior condição do COP e eCOP, simultaneamente, através do método GRA. A melhor condição do sistema foi para o COP = 0,6255 e eCOP = 0,2829, e a pior condição foi para o COP = 0,5559 e eCOP = 0,06883.

Arsha et al. (2019) realizaram uma análise termodinâmica e otimização de um refrigerador por absorção de fluxo em série e em paralelo. O modelo foi implementado utilizando o MATLAB® e foi utilizado um algoritmo genético para realizar a otimização das condições operacionais. O desempenho do sistema foi avaliado em termos de COP, destruição total de exergia e eficiência exergética. Em relação a otimização das condições operacionais, o algoritmo genético foi utilizado para maximizar o COP, a eficiência de segunda lei e para minimizar a destruição de exergia em todo o sistema, isso para ambas configurações, tanto para fluxo em série como em paralelo. Nos resultados, foi mostrado que a eficiência exergética da configuração de fluxo paralelo foi 6,45% superior à de fluxo em série em condições nominais de operação, e o COP foi 9,1% superior do que a configuração em paralelo. Já em relação a otimização, a eficiência exergética aumentou em 11,68% e o COP 13,73% para configuração de fluxo em série e em paralelo aumentou em 20,8% a eficiência exergética e 5,71% o COP para configuração de fluxo paralelo. E em condições ideais, a eficiência de segunda lei é 15,1% maior que na configuração de fluxo em série.

Em relação às metodologias consultadas sobre análise exergética de refrigeradores por absorção, é importante ressaltar as seguintes observações:

- I. Todos os modelos termodinâmicos desenvolvidos para a análise exergética dos refrigeradores foram em regime permanente;
- II. Apenas o trabalho de Takeshita e Amano (2018) levou em consideração a componente química da exergia;
- III. Takeshita e Amano (2018) e Cui et al. (2019), além da análise exergética, consideraram fatores econômicos em seus trabalhos;
- IV. Cui et al. (2019) apresentaram a análise exergética de um sistema de refrigeração por absorção em cascata inovador, que utiliza NH₃-H₂O como também LiBr-H₂O como fluidos de trabalho do sistema.
- V. Bagheri et al. (2019) e Arshad et al. (2019) utilizaram sistemas de refrigeração com mais de um estágio em suas análises exergéticas
- VI. Os trabalhos de Cui et al. (2019) e Arshad et al. (2019) utilizaram um algoritmo genético em suas metodologias para realizar as otimizações do sistema.

2.5 DESAFIOS EXISTENTES NA ÁREA

Com base nos trabalhos e artigos científicos consultados e mostrados na revisão bibliográfica, serão listados a seguir, segundo a visão do autor, os principais desafios existentes na área da modelagem e de otimização exergética dos refrigeradores por absorção.

- I. Estudos acerca da utilização de novos fluidos de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção, visto que os principais utilizados atualmente são bastante tóxicos e prejudiciais à saúde humana;
- II. Desenvolvimento de modelos matemáticos com ajuste e validação experimental devida, fazendo com que haja maior confiabilidade em relação aos resultados obtidos;
- III. Desenvolvimento de sistemas de refrigeração com menor custo de aquisição e mais compactos geometricamente, com o intuito de tornar essa tecnologia mais atrativa comercialmente.
- IV. Desenvolvimento de sistemas de refrigeração por absorção mais eficientes do ponto de vista exergético e termodinâmico.

2.6 OBJETIVOS

2.6.1 Objetivo Geral

Realizar a otimização com base na eficiência exergética de um refrigerador por absorção de $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$.

2.6.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral, foram definidos os seguintes objetivos específicos:

1. Desenvolver um modelo matemático, em regime permanente, de um refrigerador por absorção;

2. Desenvolver um código computacional baseado no modelo matemático para simular a resposta do sistema;
3. Realizar uma análise paramétrica com os resultados numéricos obtidos do modelo matemático;
4. Realizar a análise exergética do sistema;
5. Realizar a otimização exergética do sistema para diferentes condições operacionais.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste Capítulo serão apresentadas as metodologias utilizadas para atingir os objetivos deste trabalho, bem como a descrição do problema físico e o equacionamento matemático que representa o sistema.

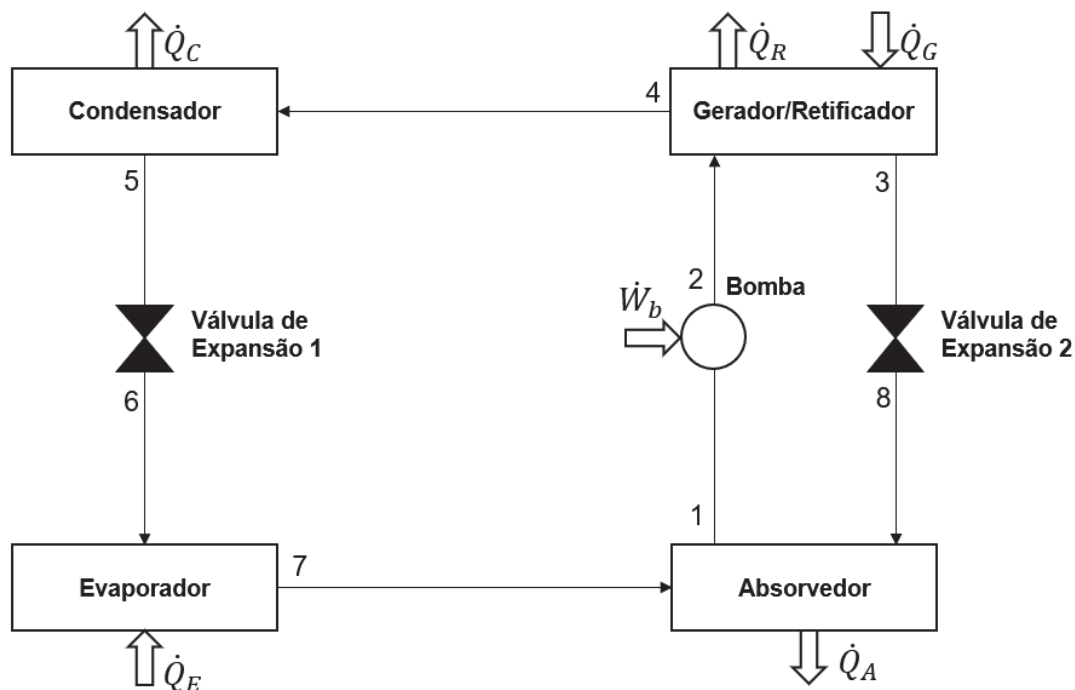
3.1 MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ESTÁGIO ÚNICO

O modelo matemático foi baseado principalmente na aplicação dos princípios de conservação de massa e energia em regime permanente para cada volume de controle previamente definido. Cada componente será definido como um único volume de controle com propriedades uniformes em seu domínio. Para a resolução das equações e obtenção das propriedades termodinâmicas do sistema, foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES).

3.1.1 Definição do problema físico

O problema físico deste trabalho consiste em um sistema de refrigeração por absorção composto por um absorvedor, um condensador, uma bomba, duas válvulas de expansão, um gerador/retificador e um evaporador. Cada componente citado foi definido como um único volume de controle, onde nestes serão aplicadas as leis de conservação de massa e energia, bem como serão analisados os fluxos de exergia que entram e saem de cada volume de controle definido. O conjunto gerador/retificador foi definido apenas como um volume de controle, ou seja, no modelo matemático desenvolvido neste trabalho, no topo do gerador térmico existe uma coluna de retificação responsável por garantir que apenas vapor de amônia entre no condensador. O ciclo termodinâmico do refrigerador por absorção com todos os componentes citados acima é mostrado na Figura 8.

Figura 8 – Ciclo do refrigerador por absorção de estágio único utilizado na modelagem matemática



Fonte: Autor (2020)

3.1.2 Considerações iniciais

Para realizar a modelagem do sistema proposto e descrito na Figura 8, foram feitas as seguintes considerações iniciais: i) O sistema opera em regime permanente; ii) As perdas de carga nas linhas e nos trocadores de calor devido ao atrito não são consideradas; iii) Os fluxos através das válvulas de expansão são considerados isoentálpicos; iv) As variações de energia cinética e potencial não serão consideradas; v) As soluções de água e amônia no gerador/retificador e absorvedor, estão em equilíbrio, em suas respectivas temperaturas e pressões.

3.1.3 Parâmetros de entrada do modelo matemático

Antes de iniciar a modelagem, é necessário definir alguns parâmetros de entrada para a simulação. Assim, foram escolhidos a vazão mássica que passa pela bomba, a temperatura que a mistura se encontra ao sair do absorvedor e do gerador, a taxa de transferência de calor para o gerador e as pressões do sistema. Os valores iniciais escolhidos são mostrados na Tabela 03. Posteriormente, será analisada a influência destes parâmetros no coeficiente de rendimento do refrigerador.

Tabela 3 - Parâmetros de entrada do modelo matemático do refrigerador por absorção

Parâmetros	Unidade	Valor
Vazão mássica da bomba, \dot{m}_1	kg/s	0,01
Pressão na saída do absorvedor, P_1	kPa	550
Pressão na entrada do gerador, P_2	kPa	1100
Temperatura do absorvedor, T_1	°C	30
Temperatura do gerador, T_3	°C	100
Transferência de calor para o gerador, \dot{Q}_G	kW	10
Eficiência da bomba, η_B	-	1
Fração de massa de amônia na saída do gerador/retificador, x_4	-	0,9996

Fonte: Autor (2020)

3.1.4 Modelagem matemática do ciclo de refrigeração por absorção

3.1.4.1 Bomba

Inicialmente, foi feito um balanço de massa em relação ao fluxo que entra e sai da bomba. Como o fluido de trabalho desse sistema se trata de uma mistura bifásica de amônia e água, é necessário fazer também um balanço da quantidade amônia em todos os volumes de controle. Assim, temos as seguintes relações:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (04)$$

$$x_1 = x_2 \quad (05)$$

Onde x_1 e x_2 correspondem as proporções de amônia na mistura antes e depois de passar pela bomba, respectivamente. O valor de x_1 é calculado utilizando a rotina do EES para a mistura $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ em função de T_1 , P_1 e Q_1 , sendo Q_1 correspondente ao título nesse determinado ponto. Foi decidido que a mistura que sai do absorvedor se encontra no estado de líquido saturado, ou seja, $Q_1 = 0$. Já \dot{m}_1 , a vazão mássica da mistura que entra na bomba, teve seu valor previamente definido, e de acordo com o balanço de massa, \dot{m}_2 também.

O trabalho específico da bomba é definido pelo produto do volume específico do ponto 1 pela variação de pressão entre os pontos 1 e 2. Assim, temos que:

$$w = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_B} \quad (06)$$

As pressões e a eficiência da bomba η_B já foram definidos como parâmetros de entrada do sistema. Já o volume específico foi definido utilizando a rotina dessa propriedade para a mistura $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$, com as seguintes entradas: T_1 , P_1 e Q_1 . A entalpia específica do ponto 1, h_1 , também foi definida utilizando as mesmas entradas, mudando-se apenas a função para entalpia.

Determinado o trabalho específico da bomba e a entalpia específica h_1 , através do balanço de energia, é possível determinar a entalpia específica do ponto 2. Ou seja:

$$h_2 = h_1 + w \quad (07)$$

Assim, pode-se determinar a potência da bomba através da seguinte relação:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (08)$$

3.1.4.2 Gerador/retificador

Ao passar pela bomba, a pressão do sistema é aumentada de P_1 para P_2 , valor este determinado inicialmente nos parâmetros de entrada do modelo. No topo do gerador, ponto 4 do ciclo, foi definido que a fração de massa de amônia da mistura é de 0,996. Realizando um balanço de massa neste componente, temos que:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (09)$$

A temperatura no ponto 4 (T_4) é determinada utilizando x_4 , P_4 e Q_4 como entradas da função do EES, onde foi considerado que $Q_4 = 1$, ou seja, o fluido que deixa o componente gerador/retificador líquido consiste em vapor saturado e como não houve alteração na pressão do sistema, temos que:

$$P_4 = P_2 \quad (10)$$

Com o valor de T_4 definido, juntamente com a pressão P_4 e a qualidade Q_4 é possível obter a entalpia nesse ponto (h_4).

O ponto 3 corresponde a solução fraca em amônia que deixa o gerador e retorna para o absorvedor. Para determinar a entalpia neste ponto, foi utilizado a temperatura T_3 , parâmetro de entrada já definido e a mistura foi considerada no estado de líquido saturado, ou seja, $Q_3 = 0$. Também não houve alteração do nível de pressão nesse ponto, ou seja:

$$P_3 = P_2 \quad (11)$$

Para determinar a vazão mássica nos pontos 3 e 4 é necessário, além do balanço de massa, levar em consideração a quantidade de amônia através de um balanço de amônia no componente, da seguinte maneira:

$$\dot{m}_2 \cdot x_2 = \dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_4 x_4 \quad (12)$$

Por fim, realizando-se o balanço de energia para o gerador/retificador, determina-se \dot{Q}_R , que corresponde a transferência de calor necessária fornecida por alguma fonte de calor ao sistema, através da seguinte relação:

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{Q}_R + \dot{Q}_G = 0 \quad (13)$$

3.1.4.3 Condensador

Aplicando o balanço de massa e de amônia entre a entrada e saída do condensador e sabendo que a pressão neste componente consiste na pressão de alta do sistema, temos que:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (14)$$

$$x_5 = x_4 \quad (15)$$

$$P_4 = P_5 \quad (16)$$

Com os valores de pressão (P_5) e fração de massa de amônia (x_5) e, considerando que o fluido deixa o condensador no estado de líquido saturado, determina-se tanto a temperatura na saída do condensador T_5 como também a entalpia específica para esse ponto, h_5 .

Aplicando-se o balanço de energia adequado, determina-se \dot{Q}_C da seguinte forma:

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_C = 0 \quad (17)$$

3.1.4.4 Válvula de expansão 1

Quando em operação, o ciclo trabalha sob dois níveis de pressão: um de alta (pressão de saturação do condensador) e outro de baixa (pressão de saturação do evaporador). Ao passar pela válvula de expansão, do ponto 5 ao 6, a pressão é reduzida para a pressão de baixa do sistema, ou seja:

$$P_6 = P_1 \quad (18)$$

Fazendo o balanço de massa e da fração de amônia, temos que:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (19)$$

$$x_5 = x_6 \quad (20)$$

E, considerando que o processo de estrangulamento é isoentálpico, a seguinte relação é válida:

$$h_5 = h_6 \quad (21)$$

Com isso, calcula-se o título da mistura na saída da válvula (Q_6) a partir dos valores de pressão (P_6), entalpia (h_6) e fração de massa de amônia (x_6). E posteriormente, com o valor de Q_6 , juntamente com P_6 e x_6 , determina-se a temperatura na saída da válvula de expansão e entrada do evaporador T_6 .

3.2.4.5 Evaporador

Nesse componente, a pressão de operação é a de saturação do evaporador, ou seja, consiste na pressão de baixa do sistema. É na região de baixa pressão que o fluido refrigerante evapora e com isso é obtido a refrigeração de um fluido ou ambiente desejado. Assim, temos que:

$$P_7 = P_1 \quad (22)$$

E, aplicando balanço de massa e de fração de massa de amônia, obtém-se \dot{m}_7 e x_7 , respectivamente.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (23)$$

$$x_6 = x_7 \quad (24)$$

Para determinar tanto a entalpia h_7 como a temperatura T_7 , utiliza-se os valores obtidos de P_7 e x_7 pelas Equações 17 e 18, além da consideração que a mistura sai do evaporador como vapor saturado, ou seja, $Q_7 = 1$. Por fim, aplica-se o balanço de energia no evaporador, determinando a transferência de calor neste componente, \dot{Q}_E , da seguinte forma:

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 h_7 + \dot{Q}_E = 0 \quad (25)$$

3.2.4.6 Absorvedor

Para este componente não é necessário realizar balanço de massa e de amônia, pois como trata-se de um ciclo, os fluxos de massas e amônia também são cíclicos e já foram determinados para os outros componentes. Sabendo disso, aplica-se apenas um

balanço de energia para determinar a transferência de calor que deve ser rejeitado pelo absorvedor, levando em consideração o vapor de amônia que vem do evaporador, a solução rica em amônia que vai para a bomba e a solução pobre em amônia que retorna do gerador, simbolizado pelo estado 8 na Figura 08.

$$\dot{m}_7.h_7 + \dot{m}_8.h_8 - \dot{m}_1.h_1 + \dot{Q}_A = 0 \quad (26)$$

3.2.4.7 Válvula de expansão 2

Esta válvula de expansão corresponde ao componente entre o gerador/retificador e o absorvedor responsável por reduzir a pressão para a pressão de trabalho do absorvedor. Assim, como houve redução na pressão do sistema e, de maneira semelhante a outra válvula, o processo de redução de pressão foi considerado isoentálpico, temos que:

$$P_8 = P_1 \quad (27)$$

$$h_3 = h_8 \quad (28)$$

E, através do balanço de massa e de amônia, para este componente, temos que:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_8 \quad (29)$$

$$x_3 = x_8 \quad (30)$$

Assim, é possível determinar tanto o título Q_8 da mistura que deixa esse componente como a temperatura T_8 através das funções apropriadas do EES utilizando os valores de entalpia, fração de massa e pressão neste ponto.

3.2.5 Análise exergética

Para realizar a análise exergética, é preciso determinar os fluxos de exergia de todo o sistema. Para isso, foi utilizada a Eq. (2) que calcula a exergia específica de fluxo em cada ponto do ciclo. Realizado um balanço de exergia para os Volumes de controle considerados, é possível obter as principais propriedades nos pontos do ciclo, como temperatura, pressão, fração de massa de amônia do fluido e entalpia em cada ponto do ciclo. Dessa forma, para o uso da Eq. (2), resta definir as entropias (s_i) e as propriedades do estado morto (h_0, s_0) para cada ponto do ciclo da Figura 8. Para determinar as entropias do sistema foi utilizada a biblioteca do EES a partir das propriedades termodinâmicas calculadas em cada ponto. Já para o estado morto, foram definidas as propriedades como sendo as seguintes condições ambiente: $T_0 = 20^\circ\text{C}$ e $P_0 = 101,325 \text{ kPa}$. Com isso, determina-se também os valores de h_0 e s_0 .

3.2.5.1 Exergia destruída do ciclo de refrigeração por absorção

Para determinar a exergia destruída de cada componente, aplica-se um balanço de exergia em regime permanente para cada volume de controle. O balanço de exergia leva em consideração os fluxos de exergia que entram e saem em cada volume de controle, as transferências de exergia associadas as transferências de calor, a transferência de energia por trabalho e a exergia destruída no componente. Sabendo disso e realizando o balanço de exergia para cada volume de controle, é possível calcular a taxa de exergia destruída para cada componente do sistema da seguinte maneira:

$$ED_B = \dot{m}_1 \cdot (e_1 - e_2) + W_B \quad (31)$$

$$ED_{ger/ret} = \dot{m}_2 \cdot e_2 - \dot{m}_3 \cdot e_3 - \dot{m}_4 \cdot e_4 + \dot{Q}_G \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_3} \right) \right] + \dot{Q}_R \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_4} \right) \right] \quad (32)$$

$$(33)$$

$$ED_C = \dot{m}_4 \cdot (e_4 - e_5) + \dot{Q}_C \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_5} \right) \right]$$

$$ED_{VE1} = \dot{m}_6 \cdot (e_5 - e_6) \quad (34)$$

$$ED_E = \dot{m}_6 \cdot (e_6 - e_7) + \dot{Q}_E \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_7} \right) \right] \quad (35)$$

$$ED_{VE2} = \dot{m}_3 \cdot (e_3 - e_8) \quad (36)$$

$$ED_A = \dot{m}_8 \cdot e_8 + \dot{m}_7 \cdot e_7 - \dot{m}_1 \cdot e_1 + \dot{Q}_A \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_1} \right) \right] \quad (37)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste Capítulo, será mostrado o comportamento do modelo termodinâmico desenvolvido em função dos parâmetros iniciais descritos na metodologia do trabalho. Será mostrada uma análise paramétrica do sistema, em caráter numérico, com o intuito de se estudar e analisar com melhor eficiência, o impacto de alguns parâmetros no desempenho total do sistema. Além disso, serão mostrados os valores ótimos obtidos para algumas configurações do modelo proposto, bem como uma análise exergética objetivando apontar quais os componentes são responsáveis pelo maior valor de destruição de exergia no sistema.

4.1 MODELO TERMODINÂMICO

O modelo termodinâmico foi implementado no *software* EES, empregando as equações e condições iniciais descritas na metodologia do trabalho. Com os parâmetros

fornechos, o programa calcula os valores de temperatura, entalpia, entropia, vazão mássica e fração de massa de amônia em todos os pontos do ciclo. As condições operacionais do sistema de absorção obtidas são descritas na Tabela 04.

Tabela 4 - Condições operacionais do modelo matemática do refrigerador por absorção

Pontos	x_i	P_i (kPA)	T_i (°C)	h_i (kJ/kg)	\dot{m}_i (kg/s)	s_i (kJ/kg.K)
1	0,5925	550	30	-93,82	0,01	0,2973
2	0,5925	1100	30,05	-93,12	0,01	0,2973
3	0,3339	1100	100	234,8	0,006115	1,263
4	0,9996	1100	35,6	1313	0,003885	4,375
5	0,9996	1100	28,03	131,9	0,003885	0,4779
6	0,9996	550	6,814	131,9	0,003885	0,4886
7	0,9996	550	19,71	1309	0,003885	4,666
8	0,3339	550	80,54	234,8	0,006115	1,273

Fonte: Autor (2020)

O sistema de refrigeração por absorção modelado obteve um coeficiente de performance de 0,4571 (COP = 0,4571). Este valor é considerado coerente com os valores de COP apresentados em abordagens experimentais para este tipo de refrigerador. Os valores das taxas de transferências de calor para cada componente obtidos através da aplicação dos parâmetros iniciais são descritos na Tabela 5.

Tabela 5 - Taxas de transferências de calor dos componentes dos ciclos do modelo do refrigerador por absorção

Componente	Símbolo	Valor (kW)
Absorvedor	\dot{Q}_A	7,46
Gerador/Retificador	$\dot{Q}_G ; \dot{Q}_R$	10 ; 2,53
Condensador	\dot{Q}_C	4,59
Evaporador	\dot{Q}_E	4,57

Fonte: Autor (2020)

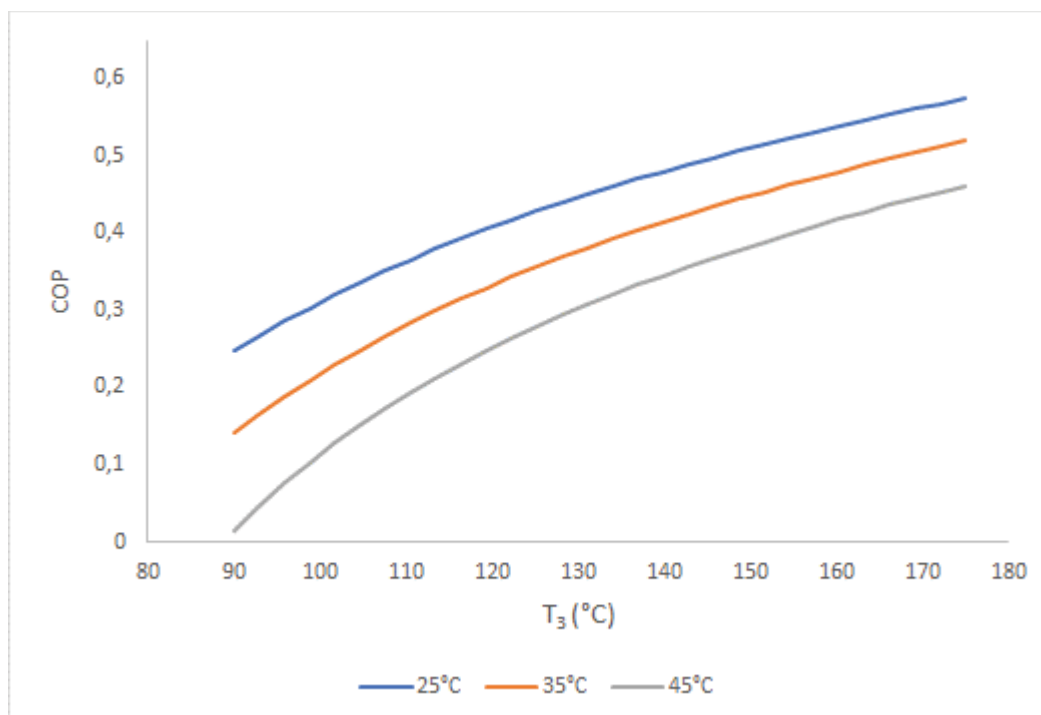
4.1.1 Análise paramétrica

A análise paramétrica do sistema foi realizada com o intuito de obter-se o comportamento e a influência de alguns parâmetros na eficiência do refrigerador. Para isso, alguns dos principais parâmetros do modelo desenvolvido serão variados e a consequência dessa variação será analisada em relação ao coeficiente de performance do gerador.

4.1.1.1 Influência das temperaturas de operação (T_7 , T_1 e T_5) no COP do sistema

Para analisar a influência da temperatura do condensador no desempenho do refrigerador por absorção, variou-se a temperatura do gerador T_3 em função do COP para diferentes valores de T_5 , como mostra a Figura 09. Foi escolhido como os valores dos parâmetros de entrada do modelo uma temperatura do absorvedor de $T_1 = 25^\circ\text{C}$ e para a pressão de baixa do sistema $P_1 = 300$ kPa.

Figura 09 - T_3 em função do COP para diferentes temperaturas do condensador T_5

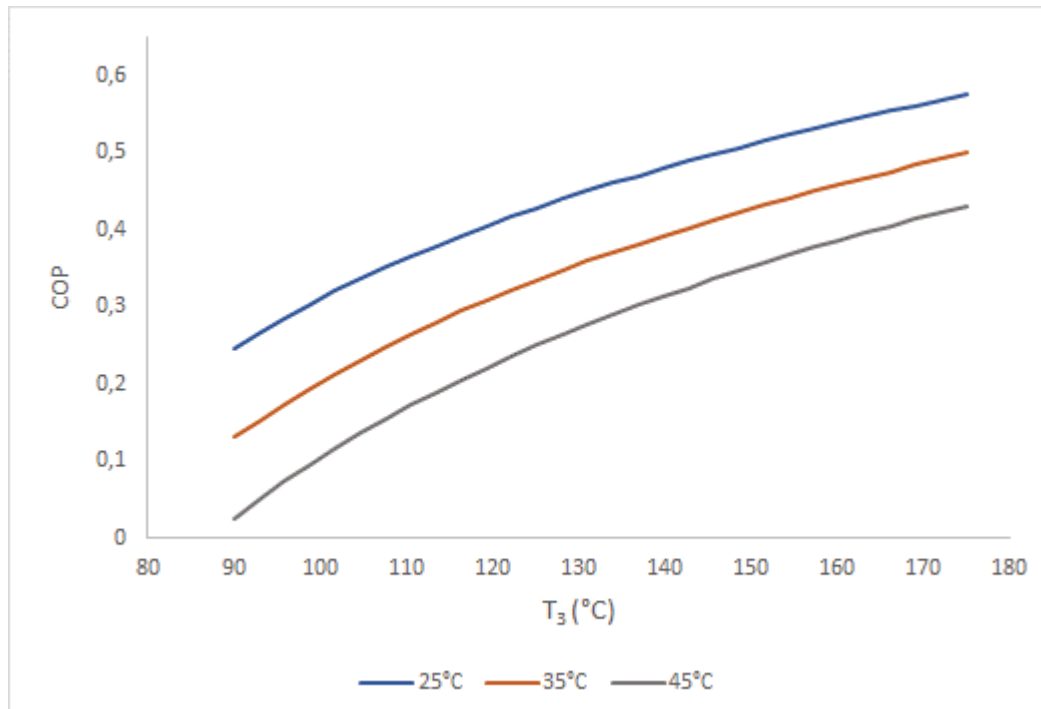


Fonte: Autor (2020)

Observando o Figura 09, nota-se que o sistema apresentou maiores valores de COP para os menores valores de temperatura do condensador. O COP varia entre 0,25 e 0,58 para $T_5 = 25^\circ\text{C}$ e entre 0,01 e 0,46 para $T_5 = 45^\circ\text{C}$. Esse comportamento pode ser explicado pois quanto menor a temperatura do condensador, maior a transferência de calor do condensador para o ambiente e consequentemente maior será a energia necessária para que ocorra a evaporação da amônia no evaporador. Ou seja, será necessário retirar mais energia em forma de calor do ambiente refrigerado ou fluido a ser refrigerado no evaporador para que a amônia saia deste componente em forma de vapor, aumentando assim a eficiência do sistema de refrigeração.

Para analisar a influência da temperatura do absorvedor T_1 no desempenho do sistema, foi considerado nos parâmetros de entrada uma temperatura constante do condensador $T_5 = 25^\circ\text{C}$ e uma pressão de baixa $P_1 = 300 \text{ kPa}$. Com isso, variando-se a temperatura do gerador T_3 em função do COP do sistema para diferentes temperaturas do absorvedor, foi obtido o comportamento mostrado na Figura 10.

Figura 10 - T_3 em função do COP para diferentes temperaturas do absorvedor T_1



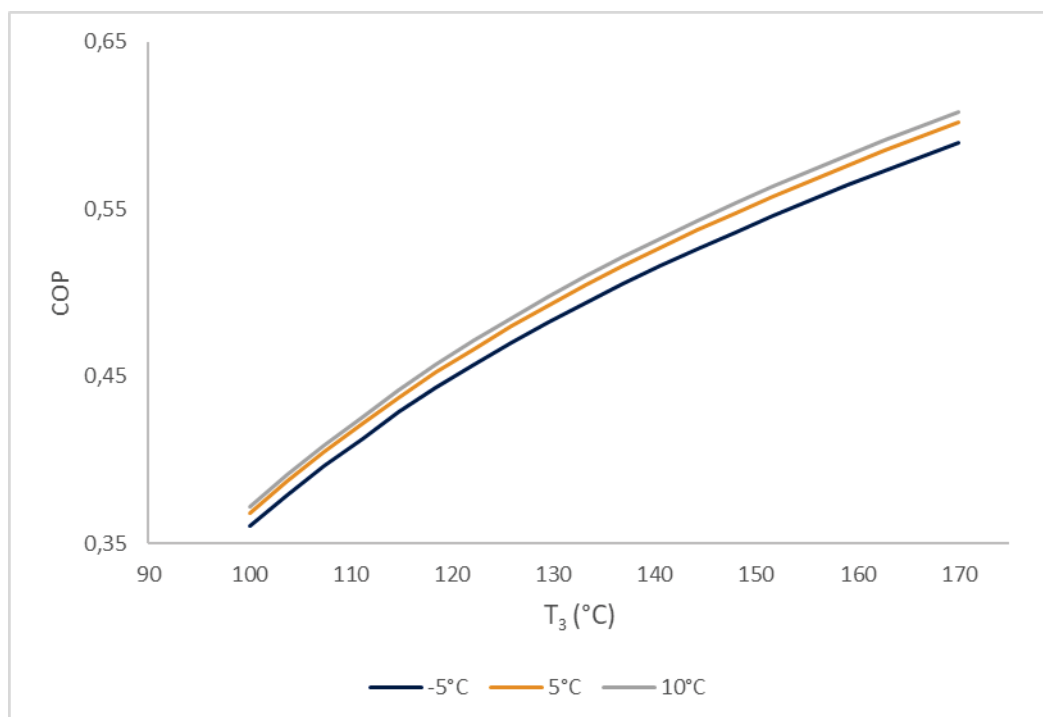
Fonte: Autor (2020)

Analisando o Figura 10, percebe-se que quanto menor a temperatura da mistura que deixa absorvedor, maior será desempenho do sistema. Para $T_1 = 25^\circ\text{C}$ o sistema

apresentou valores de COP entre 0,25 e 0,58, já para $T_1 = 45^\circ\text{C}$ o valor do COP variou entre 0,03 e 0,43. Esse aumento do coeficiente de performance para menores temperaturas do absorvedor acontece devido ao fato de que a quantidade de amônia que pode ser dissolvida na água é inversamente proporcional a temperatura neste componente. Ou seja, temperaturas mais baixas do absorvedor indicam que houve maior transferência de calor do absorvedor para a água de resfriamento deste componente, resultando assim na maior absorção de amônia na água. Isso é observado no valor da fração de massa de amônia (x_1) da mistura que deixa este componente, a qual apresenta maiores valores em temperaturas mais baixas.

Já em relação a influência da temperatura do evaporador no desempenho do ciclo, foi utilizado como parâmetros de entradas do modelo o valor de pressão de baixa $P_1 = 300 \text{ kPa}$, a temperatura do absorvedor $T_1 = 20^\circ\text{C}$ e a temperatura do condensador $T_5 = 25^\circ\text{C}$. Variando-se a temperatura do gerador T_3 em função do COP para diferentes temperaturas do evaporador, é obtido o comportamento descrito na Figura 11.

Figura 11 - T_3 em função do COP para diferentes temperaturas do evaporador T_7



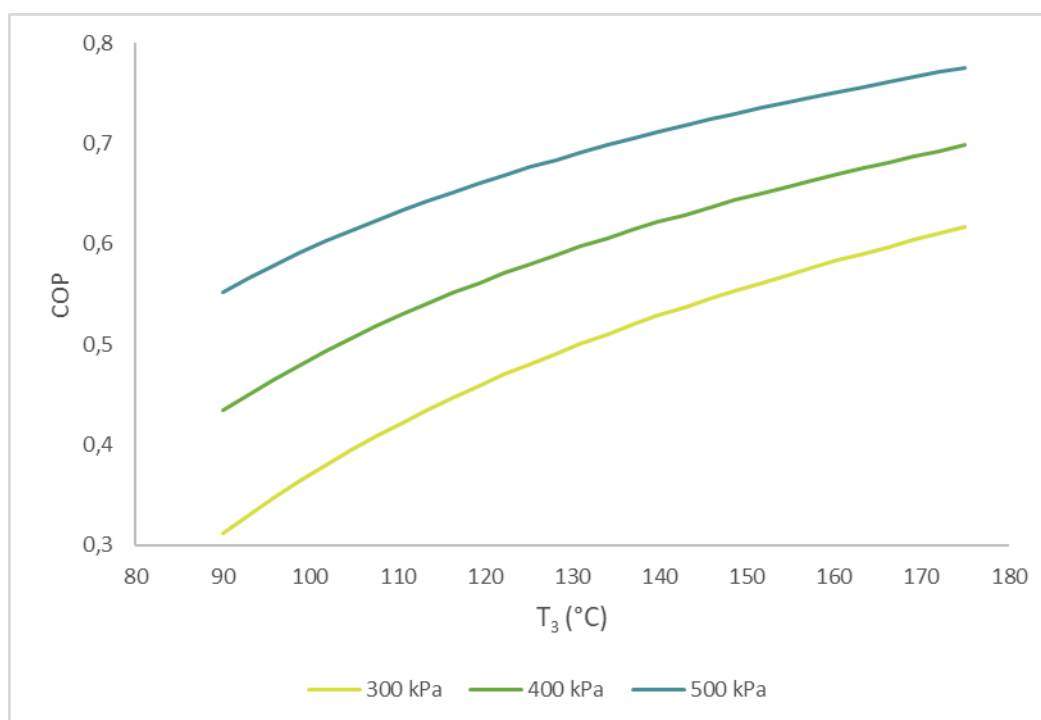
Fonte: Autor (2020)

Analisando o comportamento da Figura 11, é percebido que a maior temperatura do evaporador ($T_7 = 10\text{ °C}$) apresentou maiores valores de COP, variando entre 0,37 e 0,61. Para temperaturas mais baixas, como em $T_7 = -5\text{ °C}$, o COP variou entre 0,36 e 0,59. Quando o vapor de amônia que deixa o evaporador possui temperaturas mais altas, isto indica que houve uma maior transferência de calor do fluido a ser refrigerado para o evaporador, ou seja, maior será a quantidade de calor retirado do fluido a ser refrigerado para que ocorra a evaporação do amônia, consequentemente aumentando o desempenho do sistema.

4.1.1.2 Influência da pressão na saída do absorvedor (P_1) no COP do sistema

Para esta análise, variou-se a temperatura do gerador T_3 em função do COP do sistema para diferentes tipos de pressão P_1 . Com isso, foi possível investigar qual o impacto deste parâmetro no desempenho geral do sistema. Como parâmetros iniciais do modelo para este caso, foi definido como temperatura do absorvedor $T_1 = 20\text{ °C}$ e para temperatura do condensador $T_5 = 20\text{ °C}$. O resultado da aplicação de tais parâmetros são mostrados na Figura 12.

Figura 12 - T_3 em função do COP para diferentes pressões P_1

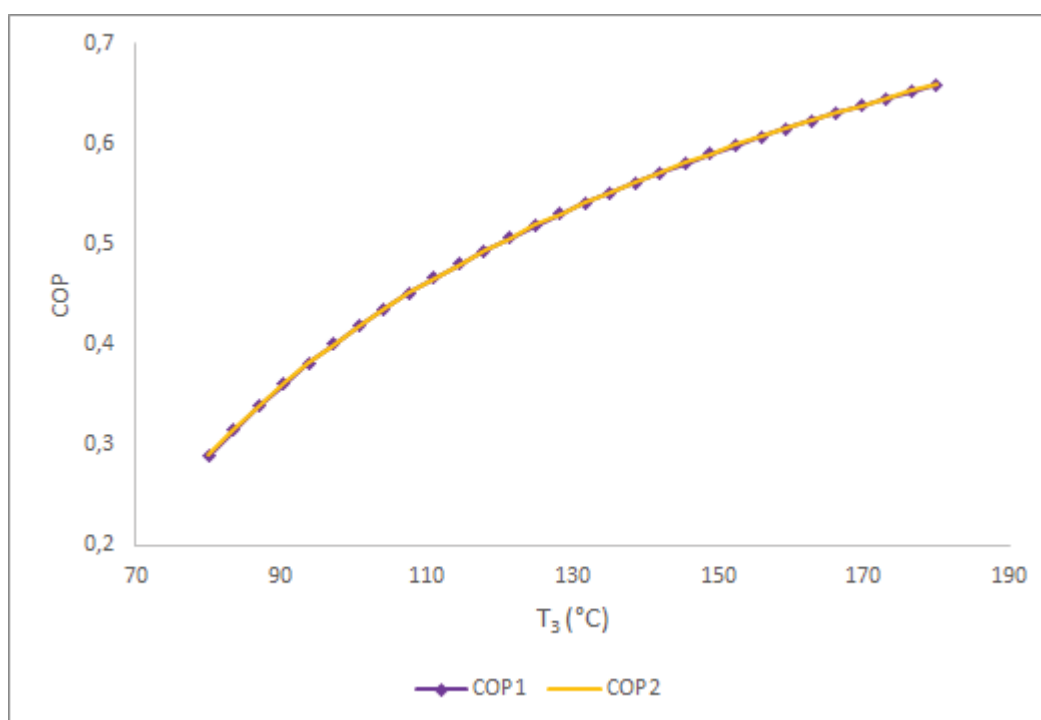


Fonte: Autor (2020)

Através da Figura 12, observa-se que quanto maior o valor da pressão de saturação do evaporador P_1 , maior o COP do sistema, onde para a pressão $P_1 = 500$ kPa, obteve-se valores de COP entre 0,55 e 0,77. Neste caso, maiores valores de P_1 implicam em temperaturas mais elevadas do fluido na saída do evaporador, ou seja, foi necessária uma maior quantidade de transferência de calor do fluido a ser refrigerado para o evaporador. Isto é, quanto maior a pressão P_1 no evaporador, maior a quantidade de calor necessária para evaporar a amônia, aumentando a eficiência do ciclo. Além disso, a pressão P_1 também influencia na quantidade de amônia que é dissolvida na água no absorvedor. Valores maiores de P_1 implicam em maiores quantidades de fração de massa de amônia que deixa o evaporador.

É importante comentar também que quanto maior o valor de P_1 maior o valor do volume específico da solução líquida que deixa o evaporador e por consequência maior a potência de acionamento requerida pela bomba. Porém, a mistura que passa pela bomba trata-se de uma solução líquida de $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$, apresentando valores muito menores de volume específicos se comparados ao vapor de amônia. Por esse motivo que a potência de acionamento da bomba para este tipo de sistema de refrigeração é bastante reduzida, não possuindo impacto relevante no COP do sistema. Para comprovar tal fato a partir do modelo desenvolvido, foi calculado outro valor para o COP do sistema, o qual não leva em consideração a potência da bomba. Depois, variou-se a temperatura do gerador T_3 em função dos dois coeficientes de desempenho, em que o COP_1 considera a potência da bomba e o COP_2 não. O resultado de tal análise é mostrado na Figura 13.

Figura 13 - Efeito da potência da bomba no COP do sistema

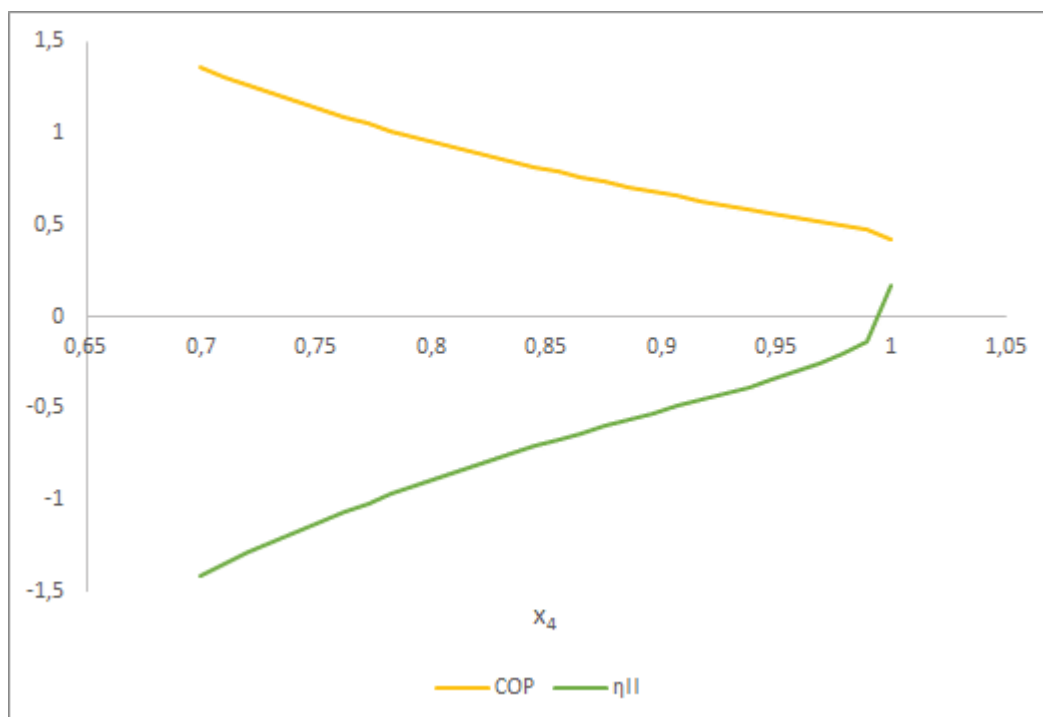


Fonte: Autor (2020)

Como esperado, não há uma diferença relevante quando se considera a potência de acionamento da bomba ou não nos cálculos de desempenho de sistemas de refrigeração por absorção.

4.1.1.3 Influência da fração de massa de amônia do gerador/retificador (x_4) no COP do sistema

A quantidade de fração de massa de amônia do vapor que sai do gerador/retificador é um fator importante para o ciclo. Alguns ciclos de refrigeração por absorção utilizam um retificador antes do condensador justamente para remover qualquer líquido existente no fluido, fazendo apenas com que vapor de amônia entre no condensador. No modelo matemático desenvolvido, isto é representado pela fração de massa no ponto 4 (x_4). Para analisar a relevância que essa propriedade tem no desempenho do sistema, variou-se x_4 em função do COP. O comportamento obtido é mostrado na Figura 14.

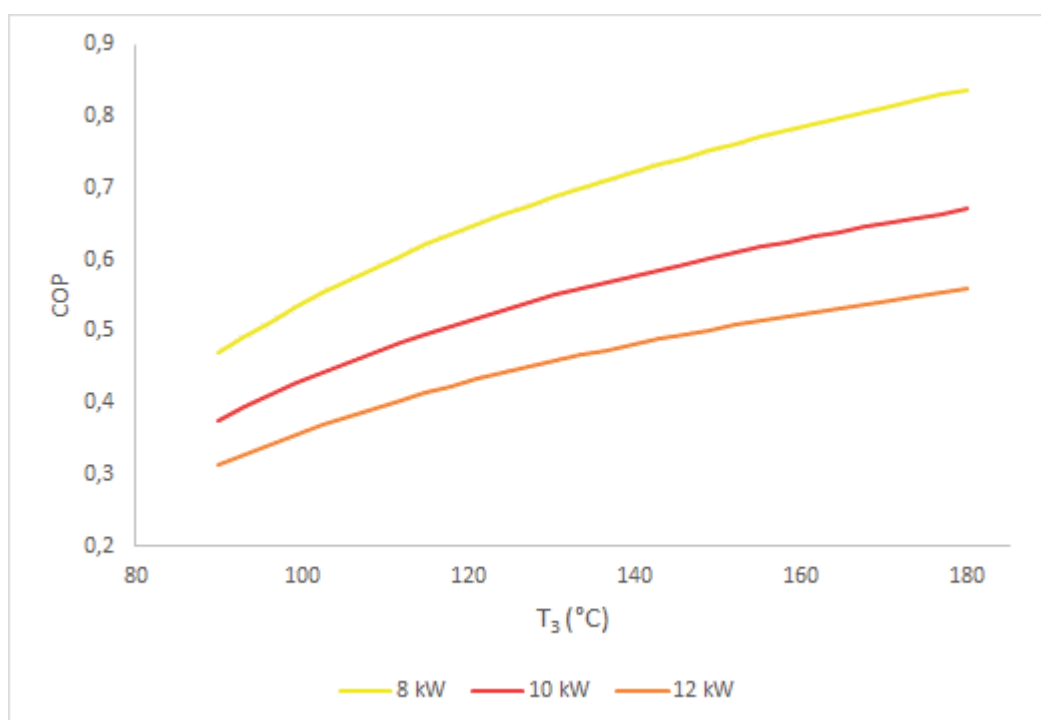
Figura 14 - Influência de x_4 no desempenho do sistema.

Fonte: Autor (2020)

Através da Figura 14, percebe-se o sistema possui valores de COP maiores quando a fração de massa de amônia está mais distante da unidade. Porém, plotando também a curva da eficiência exergética é visto que para os valores x_4 inferiores a aproximadamente 0,9995, o sistema apresentou eficiência exergética negativa, ou seja, o sistema perde mais energia do que a quantidade que entra no sistema, tornando o sistema inviável.

4.1.1.4 Influência da taxa transferência de calor no gerador (Q_G) no COP do sistema

Para analisar a relevância da quantidade de calor que entra no gerador através de uma fonte quente externa, utilizou-se como parâmetros de entrada $P_1 = 300$ kPa, $T_1 = 20$ °C e $T_5 = 25$ °C. Com isso, variando-se a temperatura T_3 em função do COP para diferentes valores de Q_G , obtém-se a Figura 15.

Figura 15 - T_3 em função do COP para diferentes valores de Q_G 

Fonte: Autor (2020)

Analisando a Figura 15, nota-se que o sistema apresentou maiores coeficientes de performance para o menor valor de transferência de calor fornecido ao gerador. Quando foi utilizado $Q_G = 8\text{ kW}$, o sistema apresentou valores de COP entre 0,47 e 0,84. Já com o valor de $Q_G = 12\text{ kW}$, o COP variou de 0,31 a 0,56. Isto acontece devido ao fato de que, quanto menor a quantidade de energia necessária fornecida ao gerador para que o vapor de amônia seja extraído da mistura, melhor o desempenho do sistema.

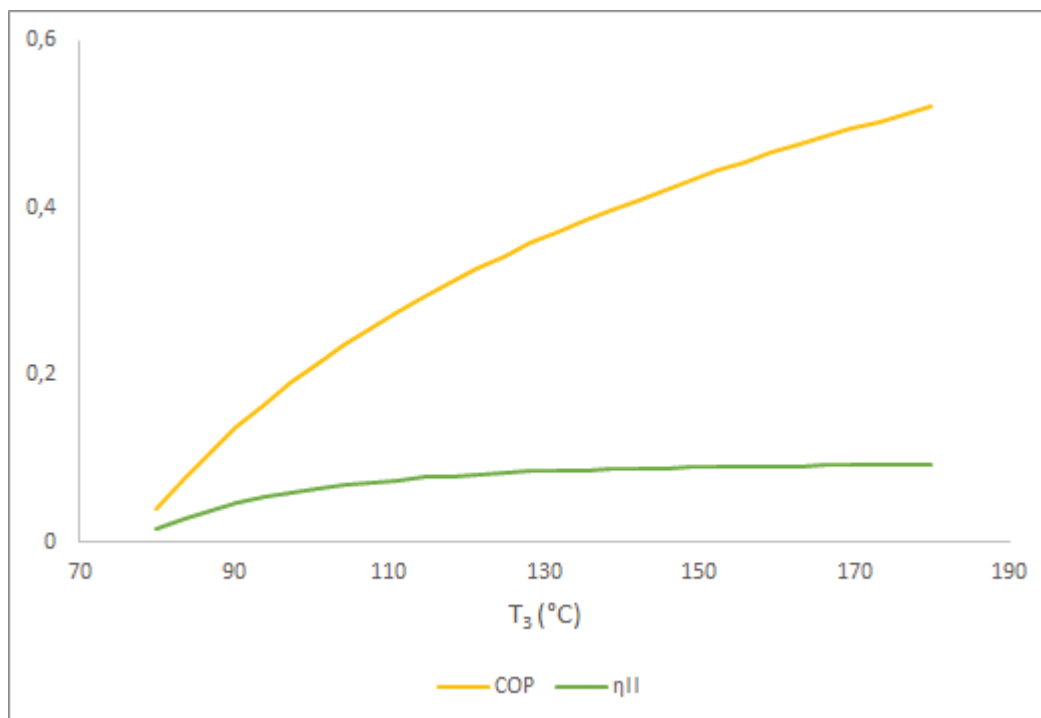
4.1.2 Análise exérgica do refrigerador por absorção

4.1.2.1 Influência da temperatura do gerador/retificador (T_3) na eficiência exérgica do sistema

Para analisar a influência da temperatura do fluido na saída do gerador T_3 em relação a eficiência exérgica do sistema, escolheu-se como parâmetros de entrada uma pressão $P_1 = 350\text{ kPa}$ e as temperaturas do absorvedor e condensador de $T_1 = T_5 = 30\text{ °C}$. Além disso, foi considerado que é fornecido constantemente 10 kW para o gerador

($Q_G = 10\text{kW}$). O comportamento da eficiência exergética do sistema em função da temperatura do gerador é mostrado na Figura 16.

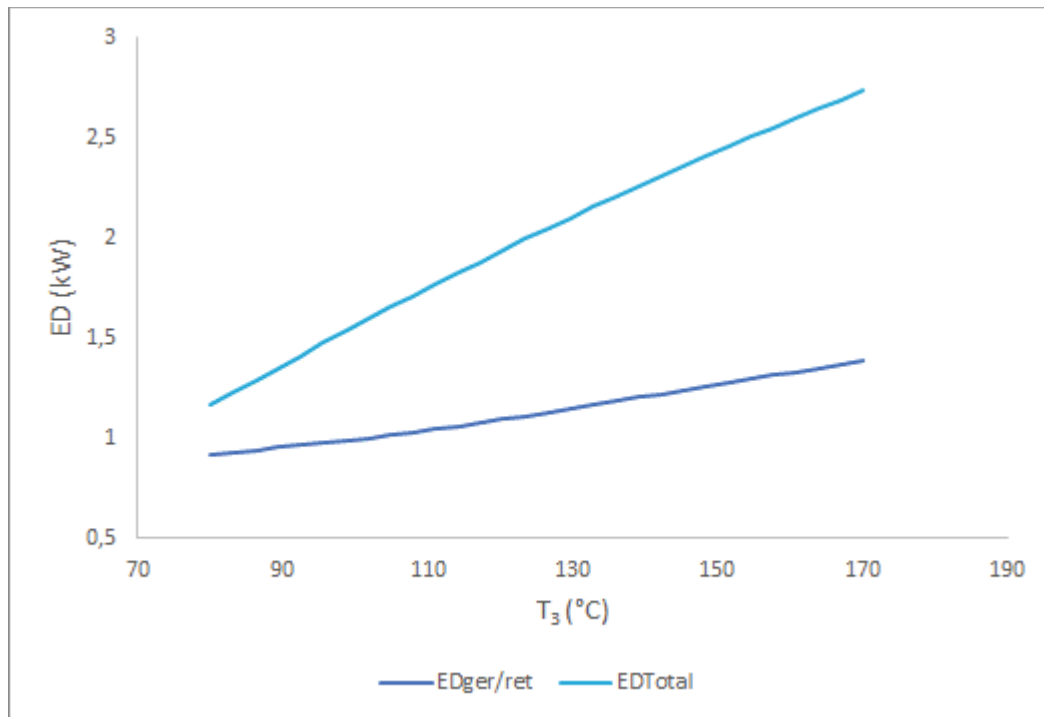
Figura 16 - T_3 em função do COP e da eficiência exergética.



Fonte: Autor (2020)

Pelo comportamento obtido na Figura 16, nota-se que quanto maior a temperatura T_3 , maior o valor correspondente do COP do sistema. Porém, em relação a eficiência exergética, mesmo que maiores valores de T_3 resultem em uma maior quantidade de vapor de amônia no gerador, ocorre também o aumento das perdas de exergia tanto no gerador como no absorvedor, diminuindo a eficiência exergética do sistema. Percebe-se que a partir de aproximadamente $T_3 = 140$ °C, não há uma variação significativa na eficiência de segunda lei, mesmo para valores mais altos de T_3 , justamente devido ao aumento das perdas de exergias causadas pelo acréscimo de temperatura neste componente. Este aumento da destruição de exergia no gerador/retilificador em função do acréscimo de temperatura T_3 é mostrado na Figura 17, onde percebe-se que a partir de aproximadamente 112 °C a destruição de exergia neste componente aumentam de maneira mais significativa.

Figura 17- T_3 em função da exergia destruída no gerador/retificador e da exergia destruída total do sistema



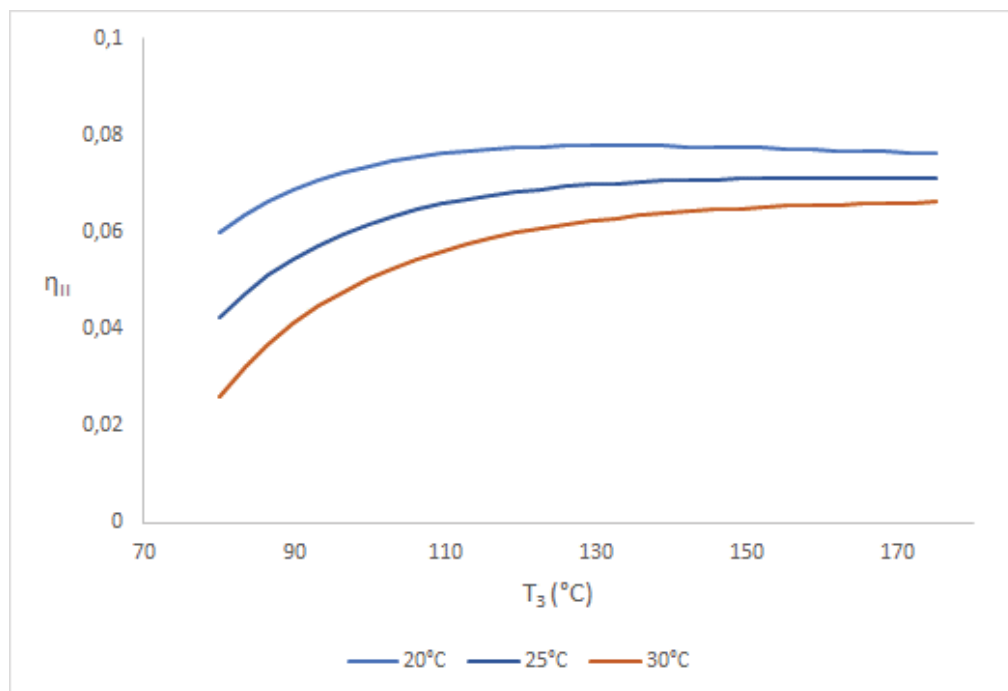
Fonte: Autor (2020)

Com isso, pode-se afirmar que apenas uma análise de primeira lei, ou seja, através do comportamento do COP em função da temperatura do gerador/retificador, não é suficiente para analisarmos corretamente o desempenho de um sistema de refrigeração. É preciso também levar em consideração, para uma análise mais consistente, a taxa de destruição de exergia em cada componente e a eficiência exergética do sistema.

4.1.2.2 Influência das temperaturas de operação (T_1 , T_5 e T_7) na eficiência exergética do sistema

Para se obter a influência da T_1 na eficiência de segunda lei, foi utilizado como parâmetros de entrada $P_1 = 500$ kPa, $T_5 = 25$ °C e manteve-se constante a transferência de calor Q_G para todos os casos desta seção. O comportamento obtido é mostrado na Figura 18, onde variou-se a temperatura do gerador T_3 em função da eficiência exergética para três valores de temperatura do absorvedor T_1 .

Figura 18 - T_3 em função da eficiência exergética para diferentes valores de temperatura do absorvedor T_1

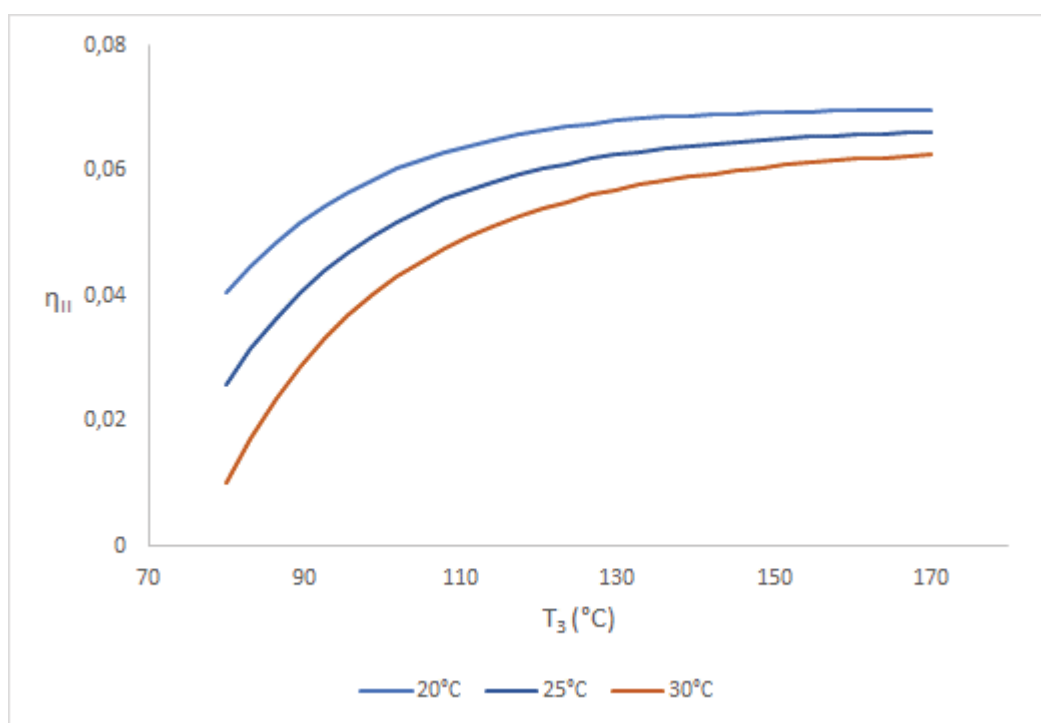


Fonte: Autor (2020)

Pela Figura 18, observa-se que quanto menor a temperatura do absorvedor, maior a eficiência exergética do sistema, onde para uma temperatura $T_1 = 20^\circ\text{C}$ a eficiência de segunda lei apresentou valores entre 0,0599 e 0,0762. Isso é explicado pelo fato de que, uma maior transferência de calor no evaporador resulta em vapor de amônia com maior temperatura entrando no absorvedor. Assim, ocorre uma maior transferência de calor do absorvedor para água de arrefecimento neste componente para que a temperatura da mistura na saída do absorvedor seja diminuída, já que nesse componente a temperatura da solução é inversamente proporcional a quantidade de amônia que pode ser dissolvida na água.

Em relação à temperatura do condensador T_5 , utilizou-se como parâmetros de entrada os seguintes valores: $P_1 = 300\text{ kPa}$ e $T_1 = 30^\circ\text{C}$. Com esses parâmetros e variando a temperatura T_3 em função da eficiência exergética, para diferentes temperaturas T_5 , obtém-se o comportamento conforme a Figura 19.

Figura 19 - T_3 em função da eficiência exergética para diferentes temperaturas do condensador T_5

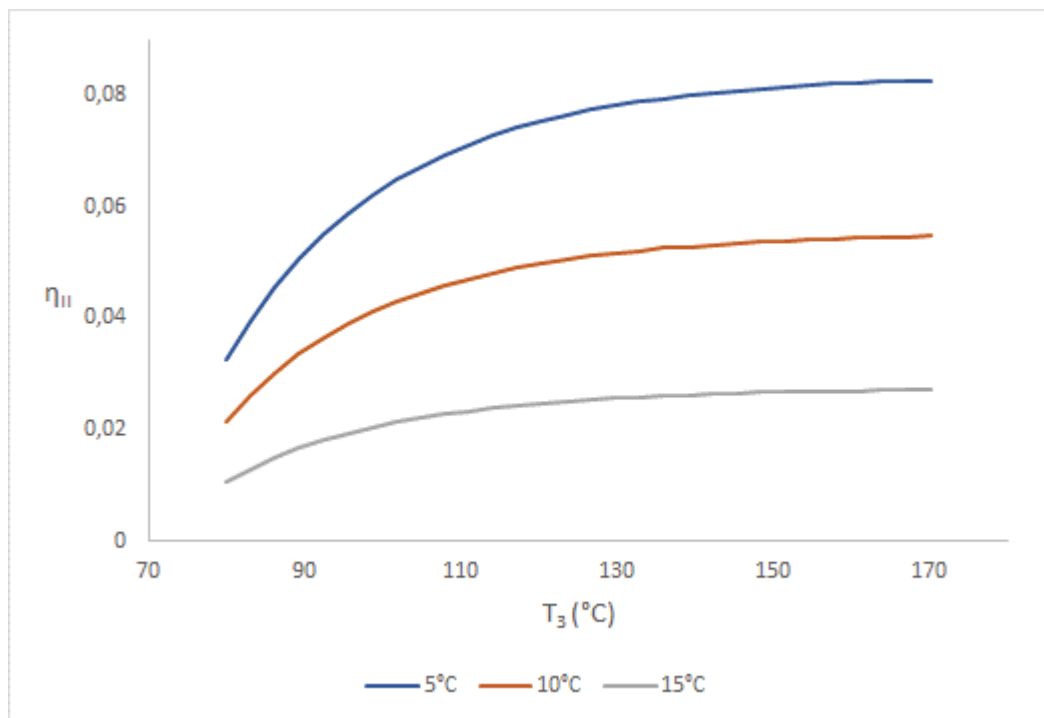


Fonte: Autor (2020)

Analisando o comportamento das curvas da Figura 19, percebe-se que o sistema apresentou maiores valores de eficiências exergéticas para menores valores de temperatura do condensador T_5 , com valores variando entre 0,0403 e 0,0691 para $T_5 = 20$ °C. Isso ocorre, pois, temperaturas mais altas no condensador resultam em taxas de transferência de calor no evaporador mais reduzidas, já que o líquido que deixa o condensador estará com uma temperatura mais alta. Valores mais baixos para temperatura do condensador implicam em maior transferência de calor no evaporador, aumentando a eficiência exergética do sistema.

Já para analisar a influência de T_7 na eficiência exergética, foram utilizados como parâmetros de entradas $P_1 = 300$ kPa, $T_1 = 30$ °C e $T_5 = 25$ °C. Variou-se então, a temperatura do gerador T_3 em função da eficiência exergética do sistema para diferentes temperaturas do evaporador T_7 , conforme Figura 20.

Figura 20 - T_3 em função da eficiência exergética para diferentes temperaturas do evaporador T_7



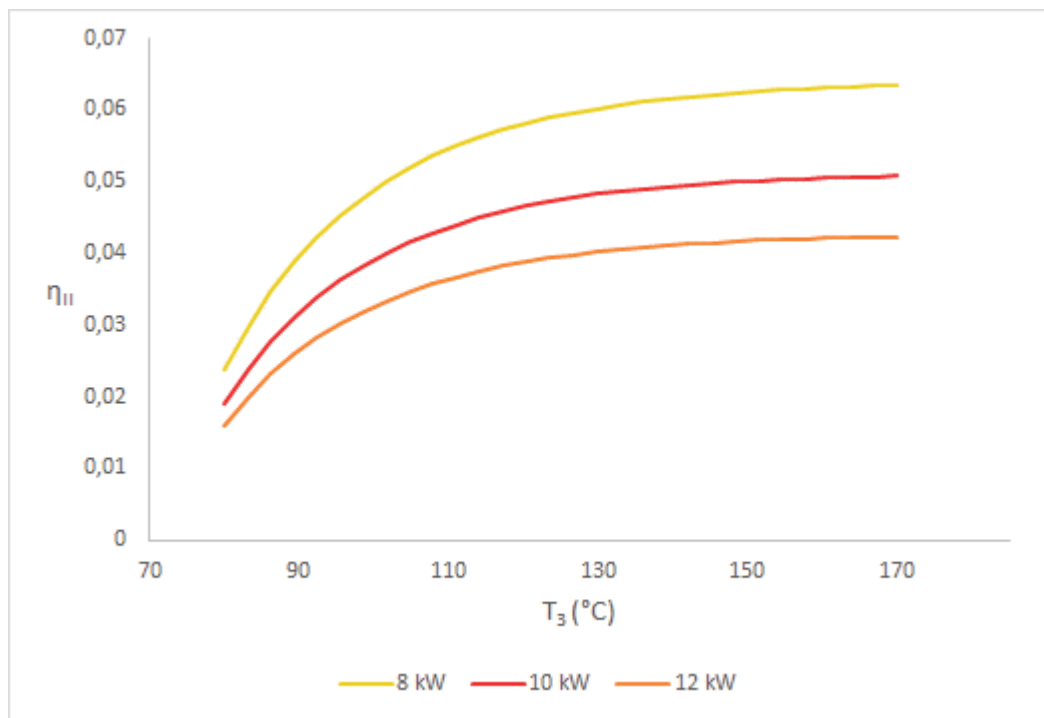
Fonte: Autor (2020)

Analisando a Figura 20, percebe-se que o sistema apresenta maiores valores de eficiência exergética quando a temperatura do evaporador T_7 é mais baixa, onde a eficiência de segunda lei variou entre 0,032 e 0,082 para $T_7 = 5^\circ\text{C}$ e entre 0,021 e 0,055 para $T_7 = 10^\circ\text{C}$. No evaporador, a redução da temperatura T_7 possui maior impacto na eficiência exergética do que o aumento de transferência de calor Q_E . Ou seja, o evaporador tem maior potencial de resfriamento em temperaturas mais baixas.

4.1.2.3 Influência da taxa de transferência de calor no gerador (Q_G) na eficiência exergética do sistema

Neste caso, variou-se a temperatura no gerador T_3 em função da eficiência exergética para diferentes valores de transferência de calor para o gerador, como mostrado na Figura 21. Os parâmetros de entrada definidos foram $P_1 = 300$ kPA, $T_1 = 20^\circ\text{C}$ e $T_5 = 25^\circ\text{C}$.

Figura 21 - T_3 em função da eficiência exergética para diferentes valores de Q_G



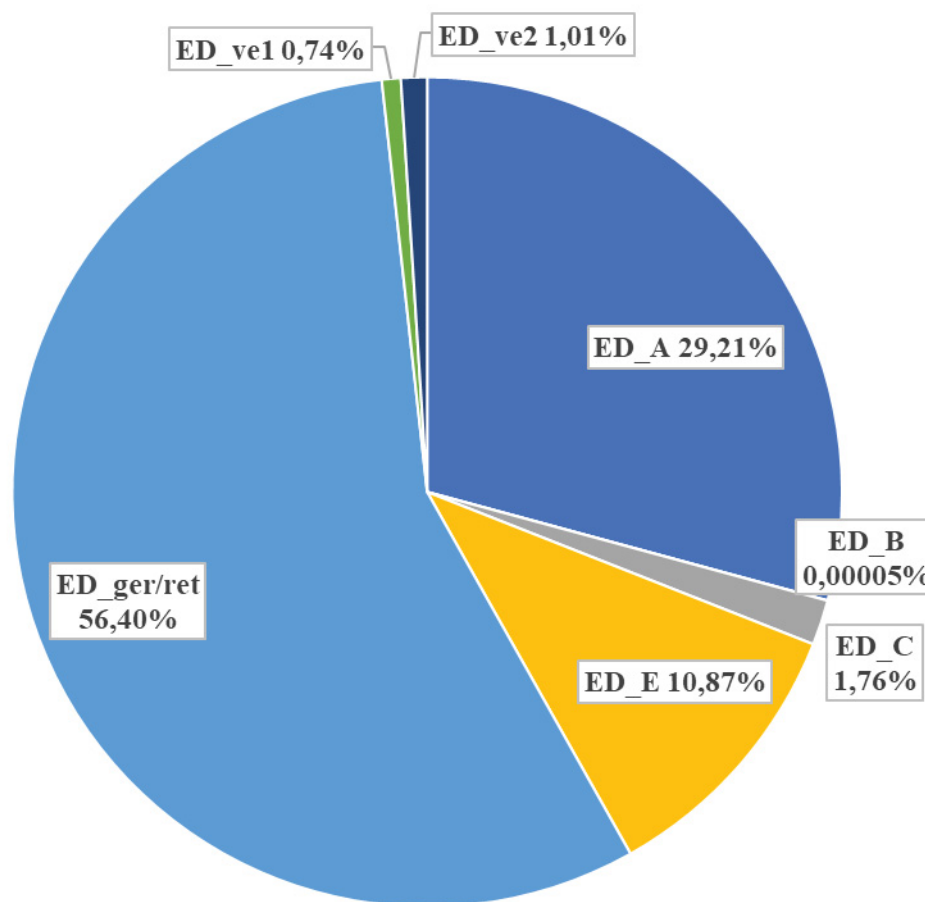
Fonte: Autor (2020)

Através da análise da Figura 21, notam-se valores menores de eficiência de segunda lei para menores valores de Q_G , onde para este caso apresentou valores entre 0,024 e 0,063 para $Q_G = 8\text{ kW}$ e para $Q_G = 10\text{ kW}$ apresentou valores entre 0,019 e 0,051. Isso acontece pois quanto mais calor é fornecido ao gerador, maior a temperatura T_3 e maiores são as perdas de exergia associadas tanto ao gerador, como no absorvedor e condensador, reduzindo a eficiência exergética do sistema.

4.1.2.4 Exergia destruída do ciclo de refrigeração por absorção

Para avaliar a quantidade de exergia destruída em cada componente, foram utilizados os parâmetros de entrada no modelo descrito na Tabela 03. Aplicando as Eq. (31) – (37), obteve-se o comportamento ilustrado na Figura 22.

Figura 22 - Parcela da destruição de exergia de cada componente do ciclo de refrigeração por absorção



Fonte: Autor (2020)

Os componentes que apresentaram maior taxa de destruição de exergia foram o conjunto gerador/retificador e o absorvedor, com 56,4% e 29,2%, respectivamente, da exergia destruída total do sistema. Essas irreversibilidades ocorrem principalmente devido ao processo de mistura com maiores diferenças de temperaturas que acontecem nesses componentes. Sabendo disso, em questão de melhoria e otimização de projeto, esses dois componentes exigiriam maior atenção com o intuito de diminuir a quantidade de destruição de exergia total do sistema, melhorando assim o desempenho do sistema.

4.1.3 Otimização exergética do sistema

Com o intuito de melhorar o desempenho do modelo do sistema de refrigeração em função de parâmetros como temperatura e pressão, buscou-se valores que apresentassem otimizações da eficiência exergética para determinadas condições operacionais. Para o cálculo dos valores máximos ou mínimos dos parâmetros desse trabalho, foi utilizado o método *Golden Section Search*, disponível no EES. Segundo Bagheri et al. (2019), esse método é mais consistente do que o método de aproximações quadráticas, também disponível pelo *software*. Além disso, buscou-se valores de temperatura e pressão que minimizam a destruição de exergia no gerador/retificador, já que é o componente com maiores perdas de exergia. Para isso, também foi aplicado o método *Golden Section Search*, disponível no EES.

4.1.3.1 Otimização em função de T_3

Inicialmente, buscou-se um valor de temperatura no gerador/retificador T_3 que apresentasse maior eficiência exergética com os parâmetros de entrada descrito na Tabela 06.

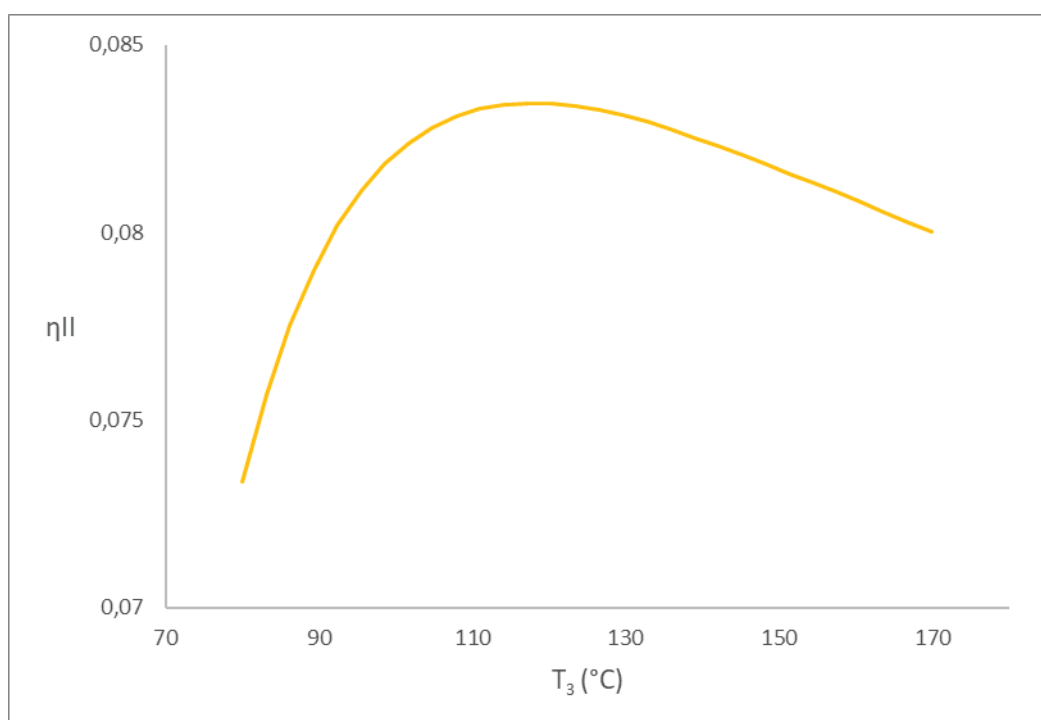
Tabela 6 - Parâmetros de entrada do modelo para otimização exergética em função de T_3

Parâmetros	Unidade	Valor
Vazão mássica da bomba, \dot{m}_1	kg/s	0,01
Pressão na saída do absorvedor, P_1	kPa	300
Temperatura do condensador, T_5	°C	20
Temperatura do absorvedor, T_1	°C	20
Transferência de calor para o gerador, \dot{Q}_G	kW	10
Fração de massa de amônia na saída do gerador/retificador, x_4	-	0,9996

Fonte: Autor (2020)

Assim, varia-se T_3 em função da eficiência de segunda lei com o intuito de buscar um valor ótimo de temperatura a qual resulte na maior eficiência exergética para essas condições operacionais, conforme é mostrado na Figura 23.

Figura 23 – Otimização exergética em função da temperatura do gerador/retificador T_3



Fonte: Autor (2020)

Nota-se que a eficiência exergética tem um comportamento crescente até um certo valor de temperatura e depois começa a reduzir com o aumento de T_3 . Sendo assim, é possível conseguir um valor de temperatura T_3 em que o sistema apresentará um valor ótimo de eficiência exergética. Os valores que otimizam o modelo para este caso foi de $T_3 = 118,2$ °C com uma eficiência exergética de 0,08344.

4.1.3.2 Otimização em função de P_1

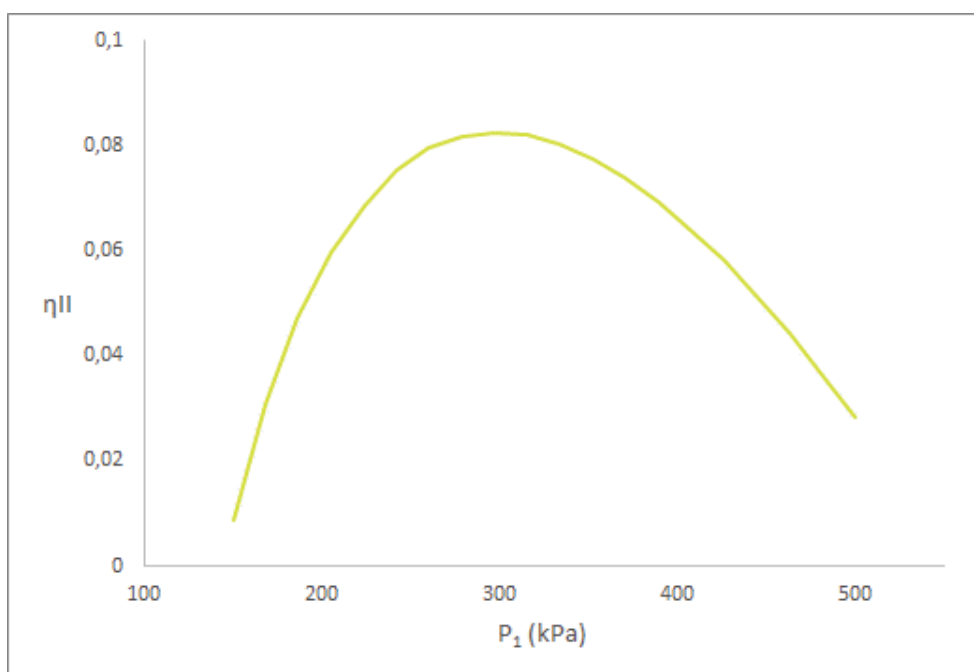
Buscou-se também, valores de pressão P_1 que resultassem em maior eficiência exergética no modelo desenvolvido de sistema de refrigeração. Para este caso, foram utilizados os parâmetros de entrada descritas na Tabela 07.

Tabela 7 - Parâmetros de entrada do modelo para otimização exergética em função de P_1

Parâmetros	Unidade	Valor
Vazão mássica da bomba, \dot{m}_l	kg/s	0,01
Temperatura do condensador, T_5	°C	30
Temperatura do absorvedor, T_1	°C	30
Transferência de calor para o gerador, \dot{Q}_G	kW	5
Fração de massa de amônia na saída do gerador/retificador, x_4	-	0,9996

Fonte: Autor (2020)

Variando P_1 em função da eficiência de segunda lei, obtém-se o comportamento mostrado na Figura 24

Figura 24 - Otimização exergética em função da pressão na saída do absorvedor P_1 

Fonte: Autor (2020)

Analisando a Figura 24, percebe-se que entre as pressões de 150 kPa e aproximadamente 297 kPa, há um crescimento na eficiência exergética. Aumentando-se o valor da pressão, atinge-se um valor máximo para eficiência e depois esta é reduzida à medida que se aumenta P_1 . A redução da eficiência ocorre pois a pressão do sistema na saída do absorvedor é a mesma pressão de saturação do evaporador, ou seja, o aumento de P_1 resulta no aumento da temperatura do evaporador T_7 , reduzindo a eficiência de

segunda lei. O ponto ótimo encontrado para este caso foi em $P_1 = 298,5$ kPa e uma eficiência exergética de 0,08254.

4.1.3.2 Valor mínimo de $ED_{\text{ger/ret}}$ em função de T_1

Foram obtidos valores de temperatura e pressão que minimizam as perdas de exergia no gerador/retificador, o qual foi indicado pela análise exergética como componente responsável pela maior destruição de exergia do modelo desenvolvido. Minimizar este parâmetro é de suma importância do ponto de vista de desempenho do sistema, em que o gerador/retificador é a maior fonte de irreversibilidade, ao apresentar maior parcela de destruição de exergia total do sistema.

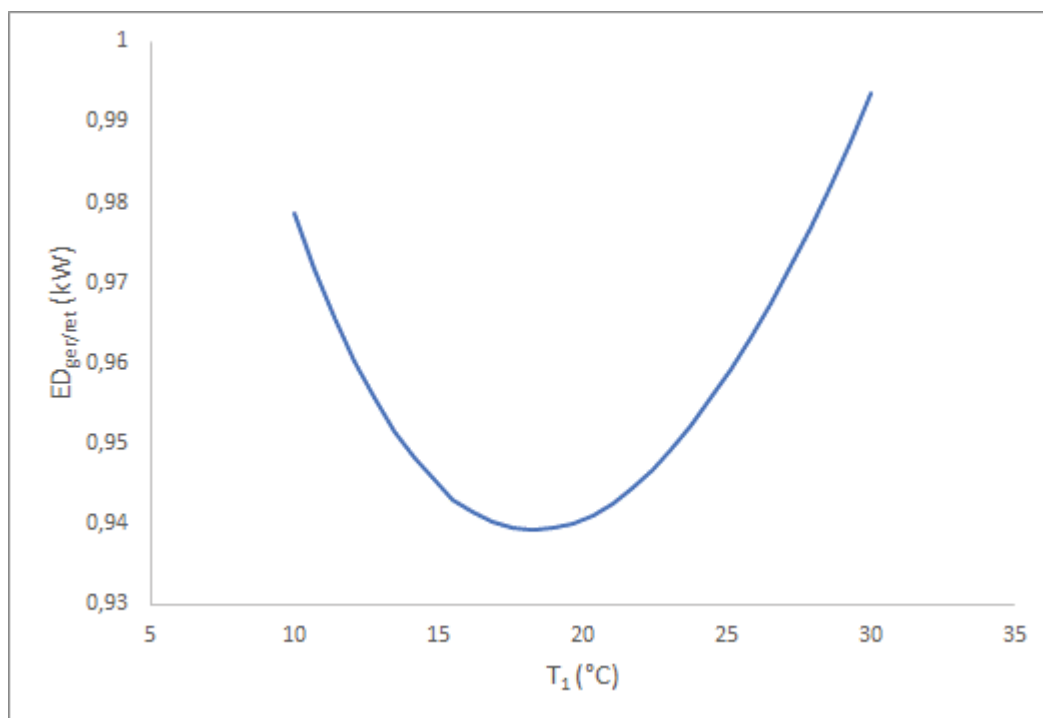
Para esta análise, foram utilizados os parâmetros de entrada mostrados na Tabela 8, onde variou-se a temperatura do absorvedor T_1 em função da exergia destruída no gerador/retificador, obtendo o comportamento da Figura 25.

Tabela 8 - Parâmetros de entrada do modelo para cálculo do valor mínimo de exergia destruída no gerador/retificador.

Parâmetros	Unidade	Valor
Vazão mássica da bomba, \dot{m}_1	kg/s	0,01
Temperatura do condensador, T_5	°C	30
Pressão na saída do absorvedor, P_1	kPa	350
Transferência de calor para o gerador, \dot{Q}_G	kW	10
Fração de massa de amônia na saída do gerador/retificador, x_4	-	0,9996

Fonte: Autor (2020)

Figura 25 - Redução da exergia destruída no gerador/retificador em função da temperatura do absorvedor T_1



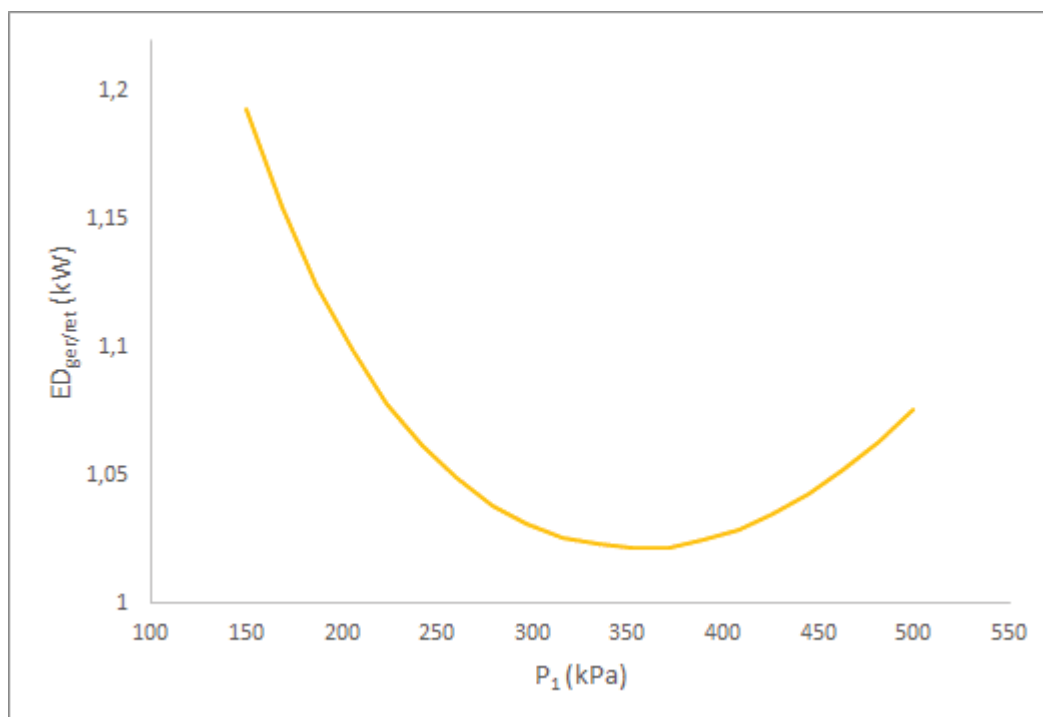
Fonte: Autor (2020)

Pelo comportamento da curva na Figura 25, percebe-se que existe um valor da temperatura T_1 onde o valor de destruição de exergia no gerador/retificador é o mínimo possível. O valor mínimo obtido de destruição de exergia para esse componente foi de 0,9392 kW em $T_1 = 18,3^{\circ}\text{C}$. Aumentando-se a temperatura do absorvedor, a destruição de exergia do gerador/retificador também tem seu valor aumentado, isso pois a temperatura da solução que deixa o absorvedor está a uma temperatura mais elevada, aumentando as perdas de mistura no gerador/retificador. Além disso, pode-se afirmar através da análise do Figura 25, que soluções com grande concentração de amônia também geram uma maior destruição de exergia no gerador/retificador. Isso é representado no gráfico quando os valores de temperatura são menores que $18,3^{\circ}\text{C}$. Assim, percebe-se que para valores de $T_1 < 18,3^{\circ}\text{C}$ a destruição de exergia no gerador/retificador aumenta, assim como a concentração de amônia na solução que deixa o absorvedor. Isso ocorre, pois, a solução está deixando o absorvedor mais rica em amônia, porém com temperatura baixa o suficiente para que aumentem as perdas no gerador/retificador.

4.1.3.3 Valor mínimo de $ED_{\text{ger/ret}}$ em função de P_1

Também foi analisado a pressão na saída do absorvedor P_1 em função da destruição de exergia no gerador/retificador. Para isso, também foram utilizados os valores da Tabela 08, considerando $T_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ e variando P_1 em função da exergia destruída no gerador/retificador, apresentando o comportamento descrito na Figura 26.

Figura 26 - Redução do valor de exergia destruída no gerador/retificador em função da pressão na saída do absorvedor P_1



Fonte: Autor (2020)

Aplicando o *Golden Section Search* através do EES, foi determinado o valor de $P_1 = 353,5\text{ kPa}$ para qual a destruição de exergia apresentou valor mínimo de $1,021\text{ kW}$ para esse caso. O comportamento da curva mostrada na Figura 26 é explicado pelo fato de que, quanto maior P_1 maior a eficiência de absorção, ou seja, maior a quantidade de amônia na solução que vai pro gerador. Porém, a temperatura do absorvedor está constante, sendo necessário uma maior transferência de calor no gerador, aumentando as perdas nesse componente. E se a pressão reduzir para valores menores que $353,5\text{ kPa}$, a

solução irá cada vez mais fraca em termos de concentração de amônia, também aumentando as perdas no gerador/retificador.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste Capítulo serão apresentadas as conclusões desta Dissertação de Mestrado, com base nos resultados apresentados e de acordo com os objetivos específicos definidos.

5.1 CONCLUSÕES

Nesta Dissertação de Mestrado, foi realizada a otimização de um sistema de refrigeração por absorção em diferentes condições operacionais. Para isso, foi desenvolvido um modelo matemático com a aplicação de balanços de massa, energia e entropia. O equacionamento do modelo foi implementado utilizando o *software* Engineering Equation Solver (EES), a partir do qual foi possível obter as principais propriedades termofísicas do sistema de refrigeração utilizando a biblioteca disponível. A partir do modelo desenvolvido, foi realizada uma análise paramétrica com base na variação dos parâmetros operacionais do sistema como temperatura, pressão e fração de massa de amônia. Através da análise paramétrica foi possível entender o impacto de tais parâmetros no coeficiente de desempenho do sistema, como também na eficiência exergética. Também foi analisada a importância da temperatura do gerador/retificador na taxa de destruição de exergia neste componente como também na destruição de exergia total do sistema. Foi realizada uma análise exergética do sistema com o intuito de obter quais componentes são responsáveis pela maior parcela da destruição de exergia total. Para o refrigerador modelado neste trabalho, mostrou-se que o gerador e o absorvedor são as maiores fontes de irreversibilidades do sistema. Além disso, foram obtidos pontos ótimos de eficiência exergética e redução da destruição de exergia no gerador/retificador em função de valores de temperatura e pressão em determinadas condições operacionais. Dessa forma, espera-se que o modelo desenvolvido nesta Dissertação seja uma ferramenta útil para o estudo, análise e otimização de refrigeradores por absorção.

As principais conclusões desta Dissertação de Mestrado estão sumarizadas a seguir de acordo com a sequência que foi utilizada para descrever cada um dos objetivos específicos:

- i) Um modelo matemático em regime permanente de um refrigerador por absorção para representar o funcionamento dos principais componentes do ciclo de refrigeração em função dos parâmetros de operação foi desenvolvido;
- ii) O equacionamento do modelo matemático utilizando balanços de massa, energia e entropia foi implementado no Engineering Equation Solver (EES);
- iii) Foi realizada a análise paramétrica do sistema, a partir da qual foi estudada a importância das temperaturas dos componentes em função do COP e da eficiência exergética. Foi analisado o impacto da pressão na saída do absorvedor no desempenho do sistema e também como a fração de massa de amônia que entra no condensador deve ser maior que 0,9995, onde valores menores que este resultaram em eficiência exergética negativa do sistema. Além disso, também foi mostrado o impacto do aumento de temperatura do gerador/retificador na destruição de exergia do sistema, em que aumentando-se esta temperatura, aumentam-se as perdas irreversíveis nesse componente.
- iv) Foi realizada a análise exergética do sistema de refrigeração, a partir da qual foi possível avaliar que o gerador/retificador é responsável por aproximadamente 56,4% da exergia destruída total do sistema. Dessa forma, a análise indicou que o gerador/retificador consiste no componente mais importante do ponto de vista das irreversibilidades, com maior potencial para melhorar o desempenho do sistema.
- v) Foi realizada a otimização exergética do sistema de refrigeração por absorção em condições operacionais determinadas, onde se obteve uma eficiência exergética de 0,08344 para $T_3 = 118,2\text{ °C}$, como também uma eficiência exergética de 0,08254 para $P_1 = 298,5\text{ kPa}$. Foi obtido os valores de T_1 e P_1 que resultaram no menor valor possível de destruição de exergia do gerador/retificador em determinados casos, onde $T_1 = 18,3\text{ °C}$ apresentou $ED_{\text{ger/ret}} = 0,9392\text{ kW}$ e $P_1 = 353,5\text{ kPa}$ resultou em $ED_{\text{ger/ret}} = 1,021\text{ kW}$.

5.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Espera-se que os resultados deste trabalho sirvam de inspiração nos estudos na área de refrigeração por absorção, com o intuito de se obter melhorias no desempenho tornando esse tipo de sistema cada vez mais viável do ponto de vista comercial e industrial. A seguir, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- i) Realizar a modelagem em regime transiente para que seja possível investigar a resposta térmica transiente do refrigerador;
- ii) Obter dados experimentais para ajustar e validar o modelo matemático;
- iii) Realizar a análise exergoeconômica do modelo, acrescentando os parâmetros de custos associados aos fluxos de exergia;
- iv) Realizar a otimização exergoeconômica do sistema de refrigeração por absorção.

REFERÊNCIAS

- ADEWUSI, S. A. ZUBAIR, S. M. Second Law based Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorption Systems. **Energy Conversion and Management**, v. 45, p. 2355-2369, 2004.
- AMAN, J., TING, D.S.-K., HENSHAW, P. Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia-water absorption cooling system. **Applied Thermal Engineering**, v. 62, p. 424-432, 2014.
- ARORA, C. P. **Refrigeration and Air Conditioning**, 2^a Ed. New Delhi: Tata McGraw-Hill, 2000.
- ARSHAD, M. U.; GHANI, M. U.; ULLAH A.; GUNGOR, A. Thermodynamic analysis and optimization of double effect absorption refrigeration system using genetic algorithm. **Energy Conversion and Management**, v. 192, p.292-307, 2019.
- BAGHERI, B. S.; SHIRMOHAMMADI, R.; MAHMOUDI, S.M.S.; ROSEN, M.A. Optimization and comprehensive exergy-based analyses of a parallel flow double-effect water-lithium bromide absorption refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 152, p. 643-653, 2019.
- BORG, S. P.; KELLY, N. J. The development and calibration of a generic dynamic absorption chiller model. **Energy and Buildings**, v. 55, p.533–544, 2012.
- CAI, W. SEN, M. PAOLUCCI, S. Dynamic Simulation of an Ammonia-Water Absorption Refrigeration System. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 51, p. 2070-2076, 2012.
- CANBOLAT, A.S.; BADEMLIOGLU A.H.; ARSLANOGLU, N., KAYNAKLI, O. Performance optimization of absorption refrigeration systems using Taguchi, ANOVA and Grey Relational Analysis methods. **Journal of Cleaner Production**. v. 229, p.874-885, 2019.
- CHUA, H. T. TOH, H. K. NG K. C. Thermodynamic Modeling of an Ammonia-Water Absorption Chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 896-906, 2002.
- CHUA, H. T. TOH, H. K. MALEK, A. NG K. C. A general thermodynamic framework for understanding the behaviour of absorption chillers. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, p. 491-507, 2000.
- CUI, P., YU, M., LIU, Z., ZHU, Z., YANG, S. Energy, exergy, and economic (3E) analyses and multi-objective optimization of a cascade absorption refrigeration system for low-grade waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v.182, p.249-261, 2019.
- DOSSAT, R. J. **Principles of Refrigeration**. 1^a Ed. Rio de Janeiro: Ed. John Wiley Sons, 1961.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2019**: Ano Base 2018.

EZZINE, N. B. BARHOUMI, M. MEJBRI, Kh. CHEMKHI, S. BELLAGI, A. Solar cooling with the absorption principle: First and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller. **Desalination**, v.168, p.137-144, 2004

HERMES, C. J. L. **Uma Metodologia para a Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos**. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**, CRC Press, Florida, 2016.

IRANMANESH, A. MEHRABIAN, M. A. Dynamic Simulation of a Single-Effect LiBr-H₂O Absorption Refrigeration Cycle considering the Effects of Thermal Masses. **Energy and Buildings**, v. 60, p. 47-59, 2013.

KARAMANGIL, M. I. COSKUN, S. KAYNAKLI, O. YAMANKARADENIZ, N. A Simulation Study of Performance Evaluation of Single-Stage Absorption Refrigeration System using Conventional Working Fluids and Alternatives. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 1969-1978, 2010.

KARNO, A. AJIB, S. Thermodynamic Analysis of an Absorption Refrigeration Machine with New Working Fluid for Solar Applications. **Heat Mass Transfer**, v. 45, p. 71-81, 2008.

KIM, B. PARK, J. Dynamic Simulation of a Single-Effect Ammonia-Water Absorption Chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, p. 535-545, 2007

KLEIN S.A., ALVARDO F.L. **EES-Engineering Equation Solver**. User's manual for Microsoft Windows Operating Systems. Version 6.826, F-Chart Software, Madison, WI; 2003

LOSTEC, B. L. GALANIS, N. MILLETE, J. Simulation of an ammonia-water absorption chiller. **Renewable Energy**, v. 60, p. 269-283, 2013.

MARTINHO, L. C. S. VARGAS, J. V. C. BALMANT, W. ORDONEZ, J. C. A Single Stage Absorption Refrigeration System Dynamic Mathematical Modeling, Adjustment and Experimental Validation. **International Journal of Refrigeration**, v. 68, p. 130-144, 2016

MARTINHO, L. C. S. **Modelagem, Simulação e Otimização de Refrigeradores por Absorção**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

MARTINEZ, L.C. **Modelagem matemática *quasi*-permanente e simulação de componentes de refrigeradores por absorção**, Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná, 2018

MINKOWYCZ, W.J.; SPARROW, E.M.; SCHNEIDER, G.E., PLETCHER, R.H. **Handbook of numerical heat transfer**. 2nd ed. New York: Wiley, 2006. Cap. 17.

MODI, B., MUDGAL A., PATEL, B. Energy and Exergy Investigation of Small Capacity Single Effect Lithium Bromide Absorption Refrigeration System. **Energy Procedia**, v.109, p-203-210, 2017.

MORAN, M. J. SHAPIRO, H. N. BOETTNER, D. D. BAILEY M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7ª Ed. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 2015.

SENCAN, A., YAKUT, K. A., KALOGIROU, S.A. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. **Renewable Energy**.v.30, p.645-657, 2005.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw Hill do Brasil LTDA, 1985.

TAKESHITA, K., AMANO, Y. Optimal operating conditions and cost-effectiveness of a single-stage ammonia/water absorption refrigerator based on exergy analysis, **Energy**, v.155, p-1066-1076, 2018.

TALBI, M.M.; AGNEW, B. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids, **Applied Thermal Engineering**, v.20 p.619-630, 2000

U.S. Energy Information Administration. Electric Power Monthly with data for November 2019.

VARGAS, J.V.C., ARAKI, L.K. **Cálculo numérico aplicado**. Barueri, São Paulo: Manole, 2017.

VARGAS, J. V. C. PARISE, J. A. R. LEDEZMA, G. A. BIANCHI, M. V. A. Thermodynamic Optimization of Heat-Driven Refrigerators in the Transient Regime. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, p. 35-45, 2000.

VARGAS, J. V. C. ORDONEZ, J. C. DILAY, E. PARISE, J. A. R. Modeling, Simulation and Optimization of a Solar Collector Driven Water Heating and Absorption Cooling Plant. **Solar Energy**, v. 83, p. 1232-1244, 2009.

VARGAS, J. V. C. DILAY, E. DILAY, E. BALMANT, W. DIAS, F. G. MARTINHO, L. C. S. ORDENEZ, J. C. PARISE, J. A. R. **Sistema de Refrigeração por Absorção com Controle Óptico de Nível e Vazão Variável**. BR 10 2012 0288389, 2012.

XU, Y. ZHANG, S. XIAO, Y. Modeling the dynamic simulation and control of a single effect LiBr-H₂O absorption chiller. **Applied Thermal Engineering**, v.107, p. 1183 – 1191, 2016.

ZIEGLER, F. Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems. **Int. J. Therm. Sci.**, v. 38, p; 191-208, 1999.